

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh kondenzačního výměníku za turbínou

Condensing Heat Exchanger Design for Turbine

Student:

Petr Dvořák

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Dvořák**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: **Návrh kondenzačního výměníku za turbínou**
Condensing Heat Exchanger Design for Turbine

Zásady pro vypracování:

Proveďte tepelný přepočít výměníku ZV1 na nové parametry a stanovte maximální výkon výměníku po výměně trubek za nerezové.

Chlazená média: pára, kondenzát

Vstup páry: $p = 0,049$ bar, $t = 85$ °C, hmotnostní průtok 22,58 kg/s

Vstup kondenzátu : $t = 134$ °C, hmotnostní průtok 23,56 kg/s

Výstup kondenzátu: $t = 100,6$ °C, hmotnostní průtok 46,14 kg/s

Chladičí médium: voda

Vstup: $p = 10$ bar, $t = 55$ °C, hmotnostní průtok 420 kg/s

Výstup : $p = 9,5$ bar, $t = 83$ °C, hmotnostní průtok 420 kg/s

Seznam doporučené odborné literatury:

BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. *Základy sdílení tepla*. 2. vyd. Ostrava: SPBI, 2000. 109 s.

ISBN 80-902-0011-7.

KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava: SPBI Spektrum, 2009. 100 s. ISBN 978-80-7385-061-6.

DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: ČVUT, 2002.

ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSLER, J. *Parní kotle*. Praha: SNTL, 1983. 864 s.

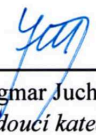
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

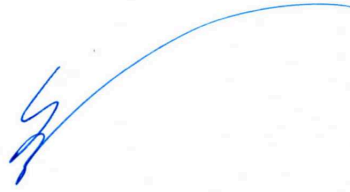
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



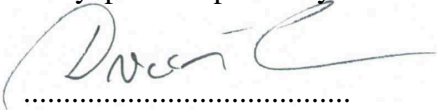

prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Suchonicích 20. 5.



.....

podpis studenta

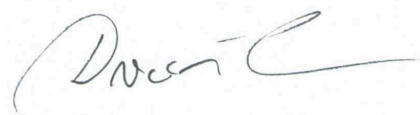
Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Suchonicích : 20. 5. 2013

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Suchonice 60, 783 57



Petr Dvořák

plné jméno autora práce

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Zdeňku Kadlecovi, Ph.D. za odborné vedení , ochotu, cenné rady, připomínky a předání mnohých zkušeností při vedení mé bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DVOŘÁK, P. *Návrh kondenzačního výměníku za turbínou.* Ostrava, 2013. 34 s. **Bakalářská práce.** VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky. **Vedoucí práce: Kadlec, Z.**

Tématem práce je tepelný přepočít horkovodního výměníku na nový materiál použitý pro výrobu trubkovnice. V teoretické části je popsána problematika sdílení tepla. Dále jsou zde popsány tepelné výměníky z hlediska konstrukce a používaných teplotnosných médií. Na závěr teoretické části je zde zmínka o Teplárně Olomouc, ve které je výměník používán. Výpočetní část je složena z kontrolního výpočtu dosavadní trubkovnice z hlediska tepelného toku trubkovicí a výpočtu trubkovnice, pro kterou je použit nový materiál.

Klíčová slova: sdílení tepla, výměníky tepla, kondenzační výměník, Teplárna Olomouc

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DVOŘÁK, P. *Condensing Heat Exchange Design for Turbine.* Ostrava, 2013. 34 s. **Bachelor Thesis.** VŠB-TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Department of Power Engineering. **Thesis head: Kadlec, Z.**

Topic is hot water heat exchanger conversion to the new material used for the production of tubes. The theoretical part describes the issue of heat. In next describes the heat exchangers in terms of construction and use of heat transfer media. At the end of the theoretical part is there mention of Olomouc heat plant, in which the heat exchanger is used. Computational part consists of checking of the existing tube sheet in terms of heat flux and tube sheet calculation for which the use of new material.

Key words: heat, heat exchanger, condensing heat exchanger, Olomouc Heat plant

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	3
ÚVOD	6
1. SDÍLENÍ TEPLA.....	7
1.1 Sdílení tepla vedením.....	7
1.2 Sdílení tepla prouděním	8
1.3 Sdílení tepla zářením.....	9
1.4 Prostup tepla stěnou	10
1.4.1 Prostup tepla rovinnou stěnou	10
1.4.2 Prostup tepla válcovou stěnou	11
2. VÝMĚNÍKY	12
2.1 Teplotní spád.....	12
2.1.1 Souproudé.....	12
2.1.2 Protiproudé	12
2.1.3 Kombinované proudění	13
3. Konstrukční řešení výměníků tepla	15
3.1 Rekuperační	15
3.1.1 Trubkové výměníky.....	15
3.1.2 Deskový výměník.....	18
3.2 Regenerační.....	20
3.3 Směšovací	21
3.4 Provoz, nároky na teplonosná média, možná poškození, materiály.....	21
3.4.1 Konstrukční a cenové požadavky výměníků	21
3.4.2 Teplonosné látky	22
3.4.3 Materiály a poškození výměníků.....	23
3.5 Výměníky pára-voda.....	24
3.5.1 Deskové výměníky pára – voda.....	24
3.5.2 Trubkové výměníky pára – voda	25
4. TEPLÁRNA OLOMOUC.....	25
4.1 Počátky teplárenství v Olomouci	25
4.2 Provozovatelé Teplárny Olomouc.....	28
5. ZV1.....	28
6. VÝPOČET TRUBKOVNICE.....	29
6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku	31

6.2	Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnitřního svazku	33
6.3	Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku	36
6.4	Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnitřního svazku	37
6.5	Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku	40
6.6	Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnější svazek	41
6.7	Celková délka trubek	44
6.8	Stanovení délky trubek pro nový materiál	44
6.8.1	Součinitel prostupu tepla vnitřní svazek.....	44
6.8.2	Délka trubek vnitřního svazku.....	45
6.8.3	Součinitel prostupu tepla vnější svazek.....	45
6.8.4	Délka trubek vnější svazek.....	45
6.8.5	Celková délka trubek.....	45
Závěr.....		46
LITERATURA		47
Seznam příloh		49

Seznam použitých značek a symbolů

C	obsah uhlíku v materiálu	[%]
C_0	součinitel vyzařování černého tělesa	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
c_p	tepelná kapacita vody	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d_1	vnější průměr	[m]
d_2	vnitřní průměr	[m]
E_0	intenzita vyzařování černého tělesa	[W.m ⁻²]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
Gr	Grashofovo kritérium	[-]
$grad\ t$	vektor kolmý k izotermě, směřuje na stranu vzrůstu teploty	[K/m]
i''	entalpie vstupní páry	[kJ.kg ⁻¹]
i'_i	entalpie vstupní vody	[kJ.kg ⁻¹]
i'_o	entalpie výstupní vody	[kJ.kg ⁻¹]
k_l	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
l_i	tloušťka i-té vrstvy	[m]
l_1	celková délka trubky	[m]
l_2	výpočtová délka trubky	[m]
l_v	kondenzační teplo	[kJ.kg ⁻¹]
L	charakteristický rozměr	[m]
$L_{1,2,3,4}$	délka trubek jednotlivých svazků	[m]
L_T	celková délka trubek obou svazků trubkovnice	[m]
L_{SKUT}	skutečná celková délka trubek obou svazků trubkovnice	[m]
L_X	celková délka trubek obou svazků pro navrhovaný materiál	[m]
\dot{m}_p	hmotnostní průtok páry	[m.s ⁻¹]
\dot{m}_v	hmotnostní průtok vody	[m.s ⁻¹]
Mn	obsah manganu v materiálu	[%]
n	počet trubek	[ks]

Nu	Nusseltovo kritérium	[-]
p	tlak vstupní páry	[MPa]
Pr	Prandtlovo kritérium	[-]
Pr_s	Prandtlovo kritérium pro teplotu povrchu trubky	[-]
P_{tep}	tepelný výkon ohříváku	[MW]
q	hustota tepelného toku	[W.m ⁻²]
$Q_{1,2}$	výkon svazku	[kg.s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo kritérium	[-]
$t_{1,2,3,4 \text{ kontrola}}$	kontrolní teploty povrchů trubek	[°C]
t_{povrch}	teplota povrchu	[K],[°C]
t	teplota, určující teplota	[°C]
t_i	vstupní teplota vody	[°C]
t_{nas}	teplota nasycení	[°C]
t_o	výstupní teplota vody	[°C]
t_{OK}	teplota v obratové komoře	[°C]
t_{OK1}	vypočítaná teplota v obratové komoře	[°C]
t_p	teplota vstupní páry	[°C]
t_{st}	střední teplota vody	[°C]
T	termodynamická teplota	[K]
S_1	teplosměnná plocha	[m ²]
S_2	teplosměnná plocha	[m ²]
Si	obsah křemíku v materiálu	[%]
x, y, z	souřadnice	[m]
w	rychlost proudění vody	[m.s ⁻¹]
α	součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_1	součinitel přestupu tepla kondenzátu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_2	součinitel přestupu tepla ve vodě	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$\Delta t_{stř}$	střední teplotní spád	[°C], [K]

Δt_{pr}	teplotní spád u protiproudu	[°C], [K]
ΔT_1	rozdíl vstupních teplot	[°C], [K]
ΔT_2	rozdíl výstupních teplot	[°C], [K]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_T	součinitel tepelné vodivosti materiálu trubkovnice	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_x	součinitel tepelné vodivosti navrhovaného materiálu	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota vody, kondenzátu	[kg.m ⁻³]
ε	poměrná zářivost tělesa	[-]
ε_t	opravný součinitel pro neizotermické proudění	[-]
τ	čas	[s]
ψ	korekční součinitel	[-]
ČSR	Československá republika	
DN	jmenovitý průměr	
HVS	horkovodní systém	
K1, 2, 3, 4, 5	kotel	
n.p.	Národní podnik	
ŠVOL	Špičková výtopyna Olomouc	
TG1, 2, 3	turbogenerátor	
ZV1	horkovodní výměník	

ÚVOD

Většina energií, kterou lidé v tzv. vyspělých zemích spotřebují pochází stále z fosilních a jaderných paliv. Procesy získávání energie z těchto paliv se nazývají spalování respektive jaderné štěpení. Ovšem potřeba energie je značně rozptýlená a takovéto procesy nelze provádět v malém měřítku ve všech místech spotřeby. Proto je nutné přistupovat co možná nejefektivněji k získávání a přeměnám energií.

Asi nejefektivnější přeměna energie obsažené v palivu na energii tepelnou, kterou dále transformujeme, pro nynější společnost nejdůležitější elektrickou energií, se děje v teplárnách. Teplárny jsou energetická zařízení, kde se vyrábí energie elektrická a tepelná, při tzv. kombinované výrobě elektřiny a tepla. Nejběžnějším typem jsou teplárny uhelné.

Uhlí je nositelem chemické energie, jeho rychlou oxidací se uvolní do okolí teplo. Toto teplo se v teplárnách uvolňuje v kotelních zařízeních a je předáno vodě. Voda se odpaří a energie původně obsažená v palivu se transformuje do podoby entalpie páry. Pára díky své entalpii koná práci v turbogenerátoru, kde se entalpie páry mění na mechanickou energii a ta se v generátoru mění na energii elektrickou.

Ovšem žádná využitelná entalpie páry ani elektrická energie by nemohla vzniknout, nebýt zařízení nazývané výměník tepla. Výměníky tepla jsou zařízení, která umožňují přenos tepelné energie z jedné látky do látky druhé. Tento jev se nazývá sdílení tepla a našel své uplatnění mimo energetiky i v průmyslových odvětvích jako jsou farmaceutický a chemický průmysl, potravinářský průmysl.

1. SDÍLENÍ TEPLA

S užitím literatury [17]

Teplo bylo původně považováno za nehmotné fluidum a fluidovou teorii zastával i Issac Newton. Teoretickým zakladatelem současné nauky o teple je Michail Vasiljevič Lomonosov, který poukázal na to, že teplo je formou pohybu částic a tuto skutečnost experimentálně prokázal Benjamin Thompson. Částicová teorie tepla nenašla ve své době dostatečnou odezvu a ještě Nicolas S. Carnot popisoval teplo jako nezničitelnou látku. Až teprve Robert Mayer jasně konstatoval, že teplo je energie srovnatelnou s energií mechanickou. V době tohoto prohlášení ovšem pojem energie nebyl znám, pouze jeho fyzikální význam. Název energie zavedl později lord Kelvin (William Thomson).

Sdílení tepla se označuje přenos energie z oblastí o vyšší teplotě do oblastí o teplotě nižší. Pro určení jaké množství energie je přenášeno mezi teplotně rozdílnými oblastmi máme tři různé mechanismy sdílení tepla. Jedná se o:

- vedení (kondukce)
- proudění (konvekce)
- sálání (radiace)

1.1 Sdílení tepla vedením

Teplo se přenáší vedením ve všech skupenstvích tzn. v látkách pevných, kapalných a plynných. Ovšem u tuhých neprůzračných látek je jediným mechanismem sdílení tepla. Vedení souvisí s tepelným pohybem a vzájemným energetickým působením molekul, atomů, iontů a elektronů.

V obecném případě způsobuje proces sdílení tepla vedením změnu teploty jak v prostoru, tak i čase. Zápis teplotního pole tělesa:

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1)$$

kde

t teplota $[^{\circ}\text{C}]$

x, y, z .. souřadnice $[\text{m}]$

τ ... čas $[\text{s}]$

Teplotní pole je množina hodnot teploty všech bodů zkoumaného prostoru v každém časovém okamžiku. Rozlišujeme nestacionární (1) a stacionární teplotní pole. U zápisu rovnice stacionárního pole vynecháme rozměr času. Podle toho, jestli se je teplota funkcí jedné, dvou nebo tří souřadnic, hovoříme o jednorozměrném, dvourozměrném nebo trojrozměrném teplotním poli.

Joseph Fourier experimentálně zjistil, že hustota tepelného toku je úměrná zápornému gradientu teploty. Závislost je nazývána Fourierovým zákonem vedení tepla a její zápis je ve tvaru

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \right) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2)$$

kde

q hustota tepelného toku $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$

λ součinitel tepelné vodivosti $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$\text{grad } t$.. vektor kolmý k izotermě, směřuje na stranu vzrůstu teploty $[\text{K}/\text{m}]$

Součinitel tepelné vodivosti λ je fyzikální parametr látky. Závisí na teplotě, tlaku a složení látky.

1.2 Sdílení tepla prouděním

Je možné pouze v proudícím prostředí. Pohybující se tekutina přitom odebírá nebo předává teplo z povrchu okolních těles. Sledovaným povrchem je obvykle povrch tuhého tělesa, ale může jím být i plocha dotyku dvou kapalin, popřípadě kapaliny a plynu. Proudící tekutinu si ovšem nelze představit bez tepelného pohybu elementárních částic, takže konvence je doprovázena vedením tepla, které se nejintenzivněji projevuje v mezní vrstvě.

Podle druhu sil, které proudění způsobují dělíme konvenci na volnou a nucenou. Volná konvence vzniká jako důsledek nerovnoměrného rozdělení hmotnostních sil v tekutině. Nejčastějším typem volné konvence je přirozené proudění, vyvolané působením gravitačního pole na nerovnoměrně prohřátou tekutinu. Volnou konvenci může vyvolat i jiná hmotnostní síla. Pohyb tekutiny, vyvolaný povrchovými silami, nazýváme nucenou konvencí. Mezi povrchové síly se řadí síly tlakové a třecí, obvykle vyvolané čerpadly, tahem komína nebo pohybem tuhého tělesa. Toto sdílení tepla úzce souvisí i se způsobem proudění. Je nutno rozlišit, jestli je proudění laminární nebo turbulentní.

Hustotu tepelného toku určuje Newtonův zákon

$$q = \alpha \cdot (t_{\text{povrch}} - t) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3)$$

kde

q hustota tepelného toku $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$

α součinitel přestupu tepla $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

t teplota tekutiny $[\text{K}], [^{\circ}\text{C}]$

t_{povrch} teplota povrchu $[\text{K}], [^{\circ}\text{C}]$

Jak uvádí zdroj [18] součinitel přestupu tepla α nelze vyjádřit obecně pro všechny případy výpočtů. Nejčastěji se vyjadřuje pomocí Nusseltova kritéria.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad [-] \quad (4)$$

kde

Nu	Nusseltovo kritérium	$[-]$
α	součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
L	charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
λ	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Nusseltovo kritérium je ovšem závislé na fyzikálních vlastnostech kapaliny, na rychlosti proudění, druhu proudění. Obecný zápis

$$Nu = f(\text{Pr}, \text{Re}, \text{Gr})$$

kde

Nu	Nusseltovo kritérium	$[-]$
Pr	Prandtlovo kritérium	$[-]$
Re	Reynoldsovo kritérium	$[-]$
Gr	Grashofovo kritérium	$[-]$

1.3 Sdílení tepla zářením

Mechanismem přenosu energie je změna energie na vlnění a zpět na energii. Tepelná energie tělesa se mění na elektromagnetické vlnění, které se šíří prostorem a následně je pohlcováno povrchy těles v jeho okolí. Po dopadu na povrch tělesa se elektromagnetické vlnění přemění zpět na tepelnou energii. Velký rozdíl oproti sdílení tepla vedením a prouděním je, že tento přenos tepelné energie není vázán na hmotné prostředí. Což znamená, že může probíhat i ve vakuu. Tento jev je zásadní pro samotnou existenci života na planetě.

Místo názvu záření se můžeme setkat také s označením sálání nebo radiace. Záření ovšem neprobíhá pouze ve vakuu, ale i v jiných prostředích. Rozhodujícím způsobem se podílí na vnějším přenosem tepla v tepelných zařízeních s teplotou nad 800 °C. S rostoucí teplotou spalin a vnitřního povrchu zařízení roste i význam sálavé složky přenosu tepla.

Integrální zářivý tok je určen Stefan – Boltzmanovým zákonem

$$E_0 = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T^4}{100} \right) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5)$$

kde

E_0 intenzita vyzařování černého tělesa [W.m⁻²]

ε poměrná zářivost tělesa, $0 < \varepsilon < 1$ [-]

C_0 součinitel vyzařování černého tělesa [W.m⁻².K⁻⁴]

hodnota $C_0 = 5,67$ [W.m⁻².K⁻⁴]

T termodynamická teplota [K]

1.4 Prostup tepla stěnou

Podle literatury [1] prostup tepla stěnou nastává v případech, kdy proudící média tepelně působí na povrch stěny, která tyto dvě látky od sebe odděluje.. Aby k prostupu docházelo, musí mít teploty na každé straně stěny rozdílnou velikost.

Nejobecnějším a asi i nejběžnějším případem je stacionární prostup tepla stěnou. Tento prostup může nastat u stěny rovinné a válcové, obr 1.1.

1.4.1 Prostup tepla rovinnou stěnou

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W.m}^{-2}] \quad (6)$$

kde

q hustota tepelného toku [W.m⁻²]

α_1 součinitel přestupu tepla na straně tekutiny 1 [W.m⁻².K⁻¹]

α_2 součinitel přestupu tepla na straně tekutiny 2 [W.m⁻².K⁻¹]

t_1 teplota tekutiny 1 [K],[°C]

t_2 teplota tekutiny 2 [K],[°C]

l_i tloušťka i-té vrstvy [m]

λ_i součinitel tepelné vodivosti i-té vrstvy [W.m⁻¹.K⁻¹]

Součinitel prostupu tepla k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}] \quad (7)$$

Převrácená hodnota součinitele k vyjadřuje celkový tepelný odpor kladený 1 m² stěny proti prostupu tepla.

1.4.2 Prostup tepla válcovou stěnou

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (8)$$

kde

q hustota tepelného toku 1 metrem trubky $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1}]$

α_1 součinitel přestupu tepla na straně tekutiny 1 $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

α_2 součinitel přestupu tepla na straně tekutiny 2 $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

t_1 teplota tekutiny 1 $[\text{K}], [^\circ\text{C}]$

t_2 teplota tekutiny 2 $[\text{K}], [^\circ\text{C}]$

d_1 vnitřní prmer $[\text{m}]$

d_{n+1} vnj prmer $[\text{m}]$

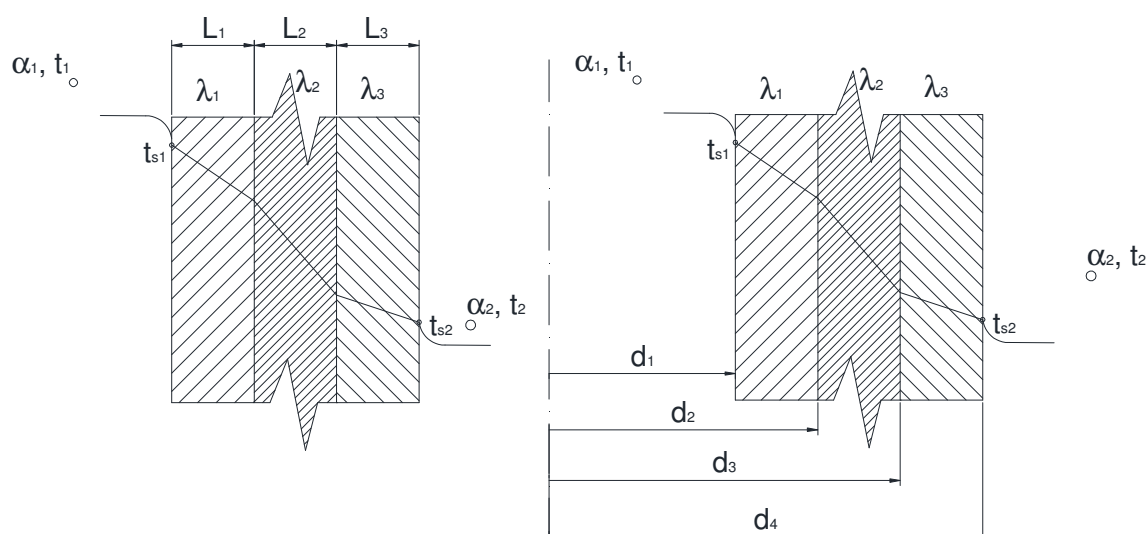
d_i vnitřní prmer i-t vrstvy $[\text{m}]$

d_{i+1} vnj prmer i-t vrstvy $[\text{m}]$

λ_i součinitel tepeln vodivosti i-t vrstvy $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Součinitel prostupu tepla k

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$



Obr. 1.1 Prostup tepla rovinnou a válcovou stěnou

2. VÝMĚNÍKY

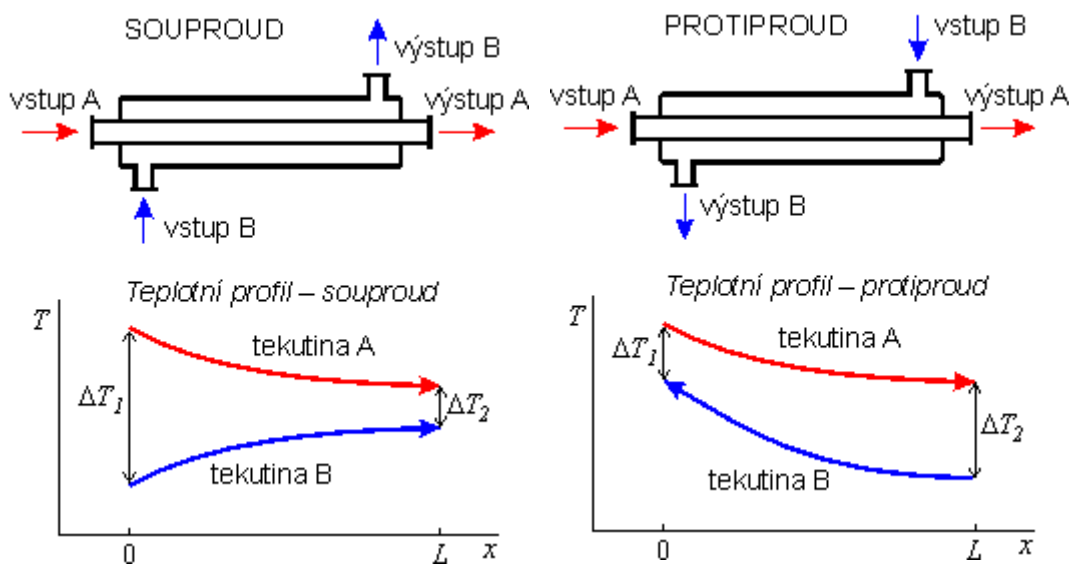
S využitím literatury [2]

2.1 Teplotní spád

Tepelný výkon výměníku, závisí na rozdílu teplot ochlazovaného a ohřívaného média. Ten se podél teplosměnné plochy mění, proto se ve výpočtu pracuje se středním teplotním spádem $\Delta t_{stř}$ [°C], který závisí na zapojení výměníku. Pokud je jedna z teplot konstantní po celé délce výhřevné plochy jako je tomu u výparníku nebo kondenzátoru, je tato závislost zanedbatelná.

2.1.1 Souproudé

Jedná se o případ, kdy je proudění obou médií paralelní. Vektory rychlostí obou proudících médií mají stejný smysl, obr 2.1.



2.1.2 Protiproudé

Jedná rovněž o případ, kdy obě média proudí paralelně. Ovšem vektory rychlosti proudících médií mají smysl opačný, obr 2.2.

Na Obr. 2.1 a 2.2 jsou zobrazeny konstrukčně nejjednodušší typy výměníků a to trubka v trubce. Teplotní profily, které jsou zobrazeny platí i pro konstrukčně složitější výměníky, jako jsou svazkové nebo deskové. Teplotní spád se určí jako střední logaritmický rozdíl podle vztahu (1) pro souproudý a podle vztahu (2) pro protiproudý.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad [^{\circ}\text{C}], [\text{K}] \quad (10)$$

kde

$\Delta t_{stř}$... střední teplotní spád $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

ΔT_1 rozdíl vstupních teplot $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

ΔT_2 rozdíl výstupních teplot $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad [^{\circ}\text{C}], [\text{K}] \quad (11)$$

kde

$\Delta t_{stř}$... střední teplotní spád $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

ΔT_1 rozdíl vstupní teploty ohřívacího a výstupní teploty ohřívaného média $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

ΔT_2 rozdíl výstupní teploty ohřívacího a vstupní teploty ohřívaného média $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

2.1.3 Kombinované proudění

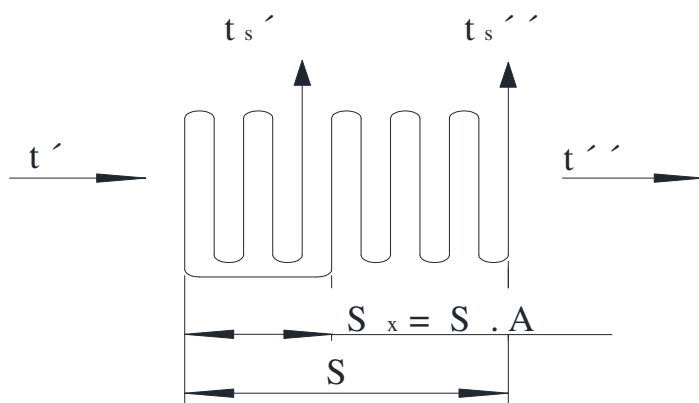
Proudění ohřívacího média přes výhřevnou plochu může být kombinováno následujícími způsoby:

- sériová kombinace souproudu a protiproudu
- paralelní kombinace souproudu a protiproudu
- křížové proudění

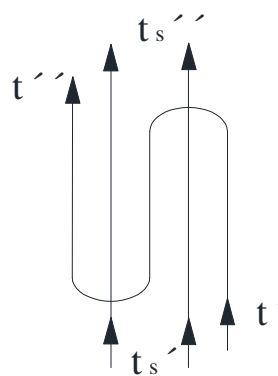
U sériové kombinace souproudu a protiproudu, obr 2.3 se výhřevná plocha sestává ze dvou sériově řazených částí, z nichž jedna je zapojena jako souproud a druhá jako protiproud. To znamená, že při přechodu z jedné části do druhé se mění vzájemný směr proudění obou médií.

U paralelní kombinace souproudu a protiproudu, obr 2.4 se výhřevná plocha sestává z několika částí, které jsou na straně jednoho média řazeny paralelně. Smysl proudění v jednotlivých dílech se může měnit.

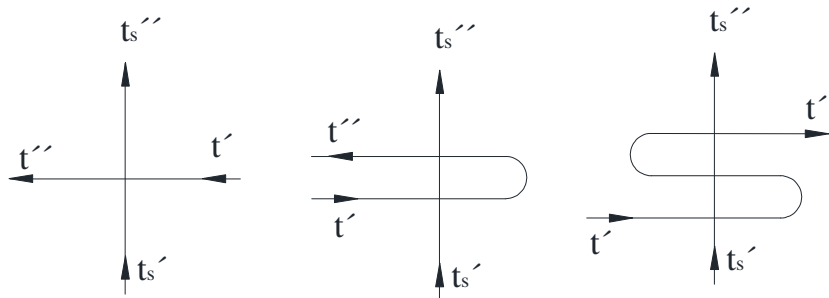
Křížové proudění, obr 2.5 je charakteristické tím, že oba proudy se kříží přibližně v kolmém směru. Teplotní spád je závislý od počtu obrátů a na celkovém způsobu zapojení, které může být souproudé nebo protiproudé.



Obr. 2.3 Sériová proudění [2]



Obr. 2.4 Paralelní proudění [2]



Obr. 2.5 Křížové proudění [2]

Teplotní spád se pro všechny tyto způsoby zapojení vypočítá ze vzorce (3).

$$\Delta t_{stř} = \psi \cdot \Delta t_{pr} \quad [^{\circ}\text{C}], [\text{K}] \quad (12)$$

kde

$\Delta t_{stř}$ střední teplotní spád $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

ψ korekční součinitel $[-]$

Δt_{pr} teplotní spád u protiproudu $[^{\circ}\text{C}], [\text{K}]$

Pro určení korekčního součinitele ψ jsou nutné nomogramy. Tyto nomogramy bych doporučil vyhledat například v literatuře [2].

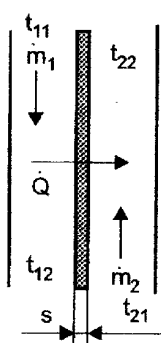
3. Konstrukční řešení výměníků tepla

S využitím literatury [6]

Pro co nejefektivnější přestup tepla mezi jednotlivými médii existují různá konstrukční řešení výměníků tepla. Jednotlivá konstrukce výměníků se liší většinou tvarem a velikostí teplosměnné plochy. V tomto oddíle uvedu několik nejběžněji využívaných konstrukčních řešení výměníků v teplárenství, včetně rozdělení podle pracovního pochodu.

3.1 Rekuperační

Konstrukčně je rekuperační výměník řešen tak, že obě média, ohřívací i ohřívané, jsou od sebe oddělena pevnou, nepropustnou stěnou o určité tloušťce, obr 3.1. Tato stěna může mít na každé své straně jinou velikost teplosměnné plochy, $S_1 \neq S_2$. Typickým příkladem toho, kdy si teplosměnné plochy nejsou rovny je použití žebrování obr. 3.2.



Obr. 3.1 Rekuperační výměník [6] Obr. 3.2 Žebra na výměníku - kouřovod [7]

V technické praxi je použití tohoto principu široce využíváno, protože nepropustná stěna dovoluje to, že média mohou být různého složení i fází a rozdílných tlaků. Výměníky se používají jako olejové chladiče, výparníky, kondenzátory, ohříváky vzduchu a jiné.

3.1.1 Trubkové výměníky

Jedná se o nejstarší typ rekuperačního výměníku. Jejich konstrukce dovoluje poměrně vysoké pevnostní namáhání. Výměník je tvořen pláštěm a trubkami, které jsou uvnitř pláště. Průtokový prostor mezi trubkami je 2-3 krát větší než průtokový průřez trubek. Do mezitrubkového prostoru se umísťují přepážky, které způsobují turbulentní proudění a zintenzivňují přestup tepla, rovněž zabraňují rozechvění trubek.

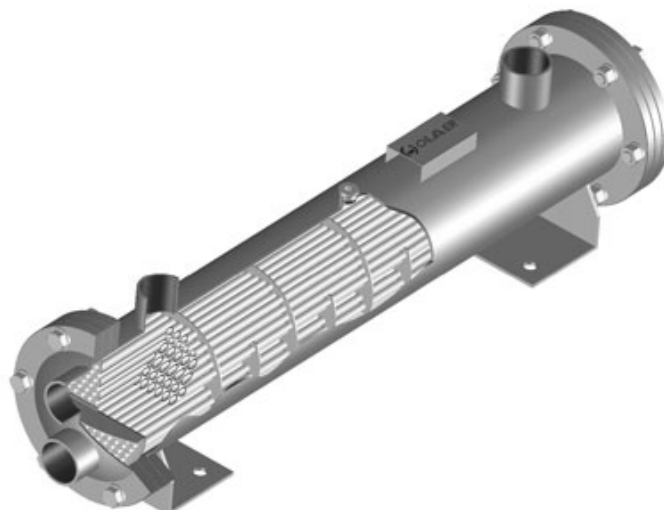
a) Trubkový s rovnými trubkami

Výměník je tvořen pláštěm, který je opatřen vstupem a výstupem jednoho média. Dalšími díly výměníku jsou trubkovnice do nichž jsou obvykle zaválcované trubky. Trubkovnice jsou k plášti přivařené. Těleso má dvě víka, jež se k trubkovicím

připevňují šrouby, těsnost spoje je zaručena použitím těsnění . Materiál trubek je ocel nebo mosaz s tloušťkou stěny 1,5 – 2,5 mm, obr. 3.3.

Nevýhodou je teplotní dilatace, která se dá v určitém rozsahu eliminovat použitím některých konstrukčních opatření, jsou to zejména:

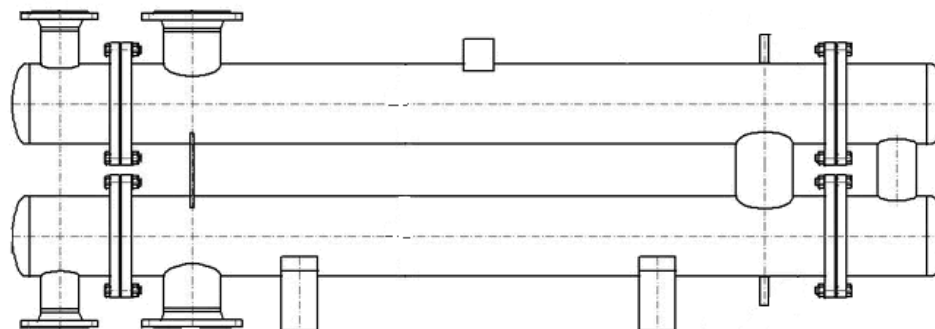
- kompenzace ucpávkou
- kompenzace pružným zvlněním pláště
- kompenzace s plovoucí hlavou



Obr. 3.3 Výměník s přímými trubkami [9]

b) Článekový trubkový výměník

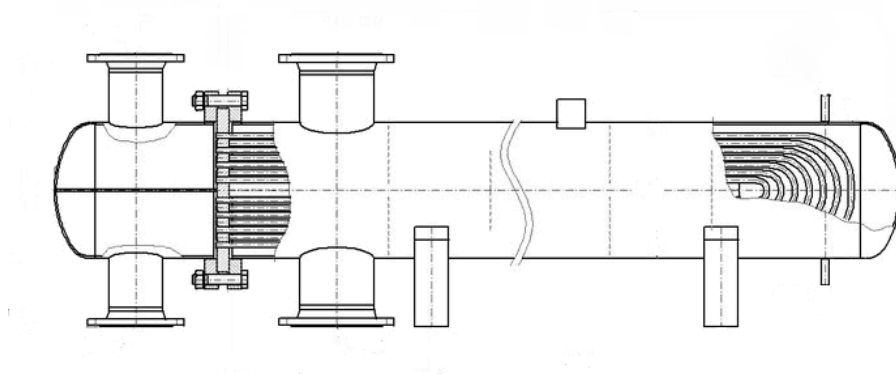
Rovněž velice rozšířený typ výměníku. Jedná se o protiproudý výměník trubka v trubce s podélným omýváním vnějšího povrchu. Výhodou této konstrukce je jednoduchá výroba, možnost použití minimální tloušťky stěny, což má za následek příznivou hodnotu hmotnosti, dobré podmínky pro mechanické čištění a v neposlední řadě možnost výměny poškozené trubky. Nevýhodou výměníku je problém s teplotní dilatací, proto se užívá tam, kde jsou požadovány pouze malé teplotní rozdíly a nižší tlaky, obr. 3.4.



Obr. 3.4 Článekový výměník [10]

c) Trubkový výměník s vlásenkou tvořenou U-trubicemi

Velmi zastoupenou skupinou výměníků v energetice jsou výměníky vlásenkové s U-trubicemi, obr 3.5. Konstrukčně jsou podobné výměníkům s přímými trubkami. Z pravidla mají na tělese pouze jedno víko, druhý konec pláště je ukončený nerozebíratelným spojem. Víko musí být opatřeno přepážkou. Svazek trubek je tvořen U-trubicemi zaválcovanými do desky trubkovnice, která je připevněna k plášti. K výhodám patří nízká hmotnost výrobku, dobré využití prostoru pláště svazkem trubek, možnost použití trubek s malým průtočným průřezem a tloušťkou stěny, nevznikají problémy s teplotními dilatacemi. Nevýhodou u těchto typů je nemožnost mechanického čištění vnitřního povrchu trubek a nemožná výměna poškozené trubky. Při aplikování u vyšších tlaků narůstá tloušťka trubkovnice až do rozměru 500 mm a výroba trubkovnice vyžaduje zvláštní tepelné postupy.



Obr. 3.5 Výměník s U-trubicemi [11]

d) Výměník se šroubovitě vinutými trubkami

Konstrukce spirály kterou tvoří šroubovitě vinutá trubka, dovoluje použití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně. Tyto faktory mají pozitivní vliv na přestup tepla ve výměníku a menší teplosměnnou plochu. Spirála může být tvořena i víceřadou šroubovicí. Nevýhodou je, že spirála je vytvořena z jedné trubky a při poškození je nutné ji celou vyměnit, obr. 3.6.

e) Trubkový výměník s žebrováním

Patří také do skupiny rekuperačních výměníků. Smyslem žebrování je zvětšení teplosměnného povrchu trubek. Žebrování může být uskutečněno jak na vnějším, obr. 3.7, tak na vnitřním povrchu, obr 3.8. Z toho plyne, že žebra mohou být příčná, obr. 3.7, podélná obr.. 2.2 nebo spirálovitě vinutá. Žebra mohou být na trubce navinuta ve formě pásku, vyválcována na trubce nebo být součástí trubky při výrobě litím.

Tuto konstrukci používáme tam, kde je výrazně rozdílný součinitel přestupu α u pracovních médií a to vždy na straně menšího α . Kromě již zmíněného zvětšení teplosměnného povrchu má použití vliv na zvětšení tepelného toku a vede ke snížení tlakové ztráty média na straně žebor v důsledku menšího počtu řad trubek.

3.1.2 Deskový výměník

Jak již název napovídá, jedná se o výměník jehož teplosměnné plochy jsou tvořeny deskami. Desky jsou vytvořeny z tenkých kovových plechů, tloušťky 0,4 - 1 mm z různých materiálů počínaje uhlíkovou ocelí až po nerezové oceli, titan nebo nikl.

Pracovní média proudí kanálky, které jsou vytvořené v deskách výměníku. Jedno médium proudí jednou skupinou těchto kanálků, druhé jinými bezprostředně přilehlými kanálky. Proudění pracovních médií v sousedních deskách je čistě protiproudé, což je výhodné z hlediska přestupu tepla i



Obr. 3.6 Výměník se spirálovitě vinutými trubkami [12]

dosažení co nejmenší plochy. Jednotlivé desky jsou k sobě pájené, obr. 3.10, nebo jsou stažené šroubovými svorníky, obr. 3.9 a 3.11. U šroubované varianty je nutno použít mezi jednotlivé desky těsnění.

Těsnění mezi jednotlivými deskami je vyrobeno ze speciálních pryží, silikonu, nitrilu, případně z azbestových vláken. Maximální mezera mezi deskami bývá 3 – 5 mm a rychlost pracovních médií 0,2 – 1 m.s⁻¹. Tepelný odpor je díky malým tloušťkám minimalizován.



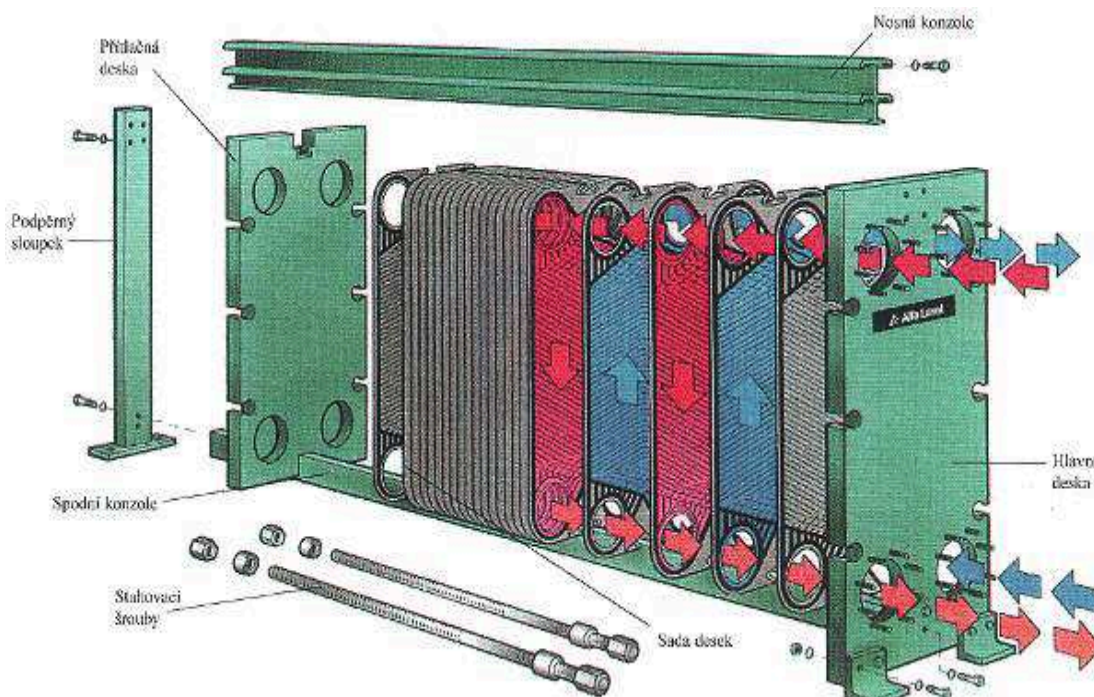
Obr. 3.7 Příčné žebrování výměníku [13]



Obr. 3.8 Vnitřní žebrování [14]

Nejrozšířenější použití mají tyto výměníky pro ohřev kapalin při provozních teplotách do 150 °C a tlacích do 3,5 MPa.

Výhodou deskových výměníků oproti výměníkům trubkovým je především kompaktnost řešení (pro šroubované varianty i během provozování), velká turbulence proudění, z čehož plyne že pro srovnatelný výkon potřebují menší rozměry zařízení. Nevýhodou jsou především problémy s dosažením těsnosti při vysokých tlacích.



Obr. 3.9 Princip proudění ve výměníku [15]



Obr. 3.10 Pájený deskový výměník [15]



Obr. 3.11 Šroubovaný deskový výměník [16]

3.2 Regenerační

Přenos tepla se uskutečňuje prostřednictvím pohyblivé nebo nepohyblivé výplně. Teplejší látka předává teplo této výplni (žáruvzdorné cihly, kovové plechy, kuličky a jiné), která se nahřívá a následně v čase toto naakumulované teplo předá látce ohřívané, obr. 3.12.

Jako příklad uvádím regenerační ohřívák Ljungström, který se používá pro ohřev vzduchu spaliny u elektrárenských a teplárenských kotlů.

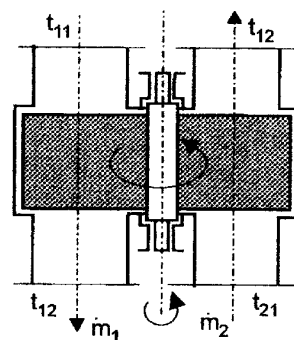
Ljungström

Ohřívák je poslední teplosměnnou plochou u kotlů, obr. 3.13.

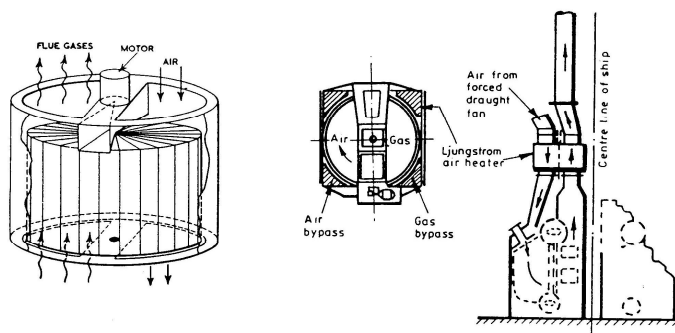
Ohřívák se sestává z rotoru, který je vyplněn profilovanými plechy uloženými v koších. Rotor je vestavěn do uzavřeného prostoru, rozděleného a současně utěsněného sektorovými deskami na spalínovou a vzduchovou část.

Utěsnění jednotlivých prostor je provedeno pevnými kovovými ucpávkami upevněnými radiálně a axiálně na konstrukci mezi jednotlivými sektory. Tyto ucpávky spolu s radiálními těsnícími deskami rozdělují rotor na vzduchovou a spalínovou část. V mezeře mezi rotorem a skříní je instalováno obvodové těsnění. Čištění za provozu zajišťují parní nebo vzduchové ofukovače.

Zásadní přednosti tohoto regenerativního ohříváku jsou možnost vyššího stavěného prostoru pro shodné výkony ohříváku, možnost volby nižších odchodných teplot, účinné čištění za provozu, použití protikorozní ochrany výhřevné náplně a poměrně snadná a levná výměna výhřevných ploch.



Obr. 3.12 Regenerační výměník [6]



Obr. 3.13 Ohřívák Ljungström [8]

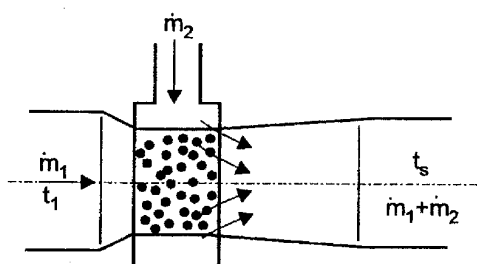
3.3 Směšovací

Sdílení tepla probíhá přímým stykem obou pracovních látek. Teplosměnná plocha ve srovnání s ostatními typy výměníku je obtížně definovatelná. Jako jednu možnou teplosměnnou plochu lze uvažovat povrch kapiček vody.

Jako dva příklady z praxe těchto výměníků uvádím chladicí věž nebo redukční chlazenou stanici (RCHS).

RCHS

Je zařízení, které slouží ke snížení tlaku a teploty přehřáté páry vystupující s kotle. Velkou výhodou těchto výměníků je jejich jednoduchá konstrukce a téměř okamžitá odezva na regulaci teploty přehřáté páry, obr 3.14.



Obr. 3.14 Směšovací výměník [6]

Chladicí věž

Zařízení sloužící k odvodu tepla obsaženého v chladicí vodě kondenzátoru. Ohřátá chladicí voda z kondenzátoru se vede do chladicí věže, kde se pomocí sprch rozstříkuje po celém průřezu v dané výšce věže. Tato voda dopadá na vestavěné plechy. Přes tyto plechy proudí vzduch a odebírá teplo vodě, která stéká do sběrné nádrže na dně věže.

3.4 Provoz, nároky na teplonosná média, možná poškození, materiály

3.4.1 Konstrukční a cenové požadavky výměníků

- minimální rozměry, hmotnost a cena
- minimální tlaková ztráta z důvodů čerpacích prací
- maximální spolehlivost v provozu

V prvních dvou případech se požadavky týkají návrhu, případně výběru vhodného výměníku tepla. Vzhledem k tomu, že tyto požadavky jsou protichůdné, je konečné řešení vždy kompromisem mezi prvními dvěma body. Proto vždy provádíme výběr z více navržených variant.

Maximální provozní spolehlivost výměníku je dána jeho konstrukčním řešením a způsobem výroby. Velký podíl na ní má kvalita a správná četnost prováděné údržby.

Rovněž je ovlivněna kvalitou teplotnosných médií. Spolehlivost je dána minimální poruchovostí a dobrou opravitelností.

3.4.2 Teplotnosné látky

Většina teplotnosných médií by měla splňovat tyto základní požadavky: velká měrná kapacita, popř. velké výparné teplo, vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla, vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem, nízká viskozita a s ní související nízké tlakové ztráty při proudění, nízká agresivita vůči materiálům výměníku, zdravotní nezávadnost i dostatečný výskyt v biosféře.

Pro potřeby energetiky těmito požadavkům nejvíce vyhovuje voda a vodní pára. Jejimi nedostatky jsou možnost reakce s materiálem výměníku a z toho plynoucí koroze, vznik nánosů solí obsažených ve vodě na povrchu stěny, obsah nerozpustných plynů ve vodě jako je kyslík, dusík a oxid uhličitý. Vytváření povlaků solí na stěnách má za následek horší prostup tepla stěnou. U všech výměníků to vede ke zhoršení účinnosti zařízení. U kotelních výměníků, jakou je výparník může tato situace vyvolat poškození stěny kotle. Tyto negativní účinky se dají v určitém rozsahu eliminovat úpravou vody ve vodním hospodářství podniku. Co však nejde potlačit je var vody při požadované teplotě vody nad 100 °C při tlaku blízkém atmosférickému tlaku. Proto je nutné udržovat dostatečný tlak v soustavě aby k varu nedocházelo.

U malých otopných soustav se někdy používá místo vody kapalin s vysokou teplotou varu při tlacích blízkých tlaku atmosférickému.

Další látkou používanou jako teplotnosné médium jsou tekuté kovy, např. směs sodíku a draslíku. Používají se zejména v jaderné energetice pro přenos tepla s vysokou teplotou do 900 °C. Tyto slitiny mají vysokou tepelnou kapacitu, dobrou tepelnou vodivost a vysoký součinitel přestupu tepla, ale jsou provozně problematické. Problémy s těmito slitinami nastávají zejména při odstavování zařízení, kdy při zchladnutí tyto kovy ztuhnou, a proto je nutné je vypouštět z okruhů s dostatečnou časovou rezervou. Provozním problémem může nastat při netěsnosti výměníku, protože sodík reaguje s vodou a prudce hoří. Tato skutečnost klade vysoké požadavky na kvalitu materiálů a spojení.

Vzduch, spaliny a jiné plyny, mají při přenosu tepla nevýhodu v nízké měrné tepelné kapacitě, tepelné vodivosti a součiniteli přestupu tepla, takže vyžadují mnohem větší objemové průtoky a velké výhřevné plochy výměníků. Podobné vlastnosti má i přehřátá pára. Přehřátou páru není vhodné používat pro výměníky tepla ještě s důvodu její vysoké teploty, která klade vysoké nároky na tepelnou izolaci výměníků a potrubí, kvůli značným tepelným ztrátám.

Naopak použitím syté resp. mokré páry jako teplotnosné látky, kterou s velkou výhodou přivedeme ke kondenzaci, získáme součinitel přestupu tepla vysoký. Je to způsobeno právě kondenzací, při které se uvolňuje tzv. kondenzační teplo.

Z důvodu nejrozšířenějšího použití vody a vodní páry jako teplotnosné látky v teplotěnsství uvedu výhody a nevýhody vodní páry oproti vodě.

Výhody:

- průtok páry přes výměník na úkor vlastní tlakové ztráty
- nižší přídatná pevnostní pnutí vyvolaná zemskou tíží a hydrostatickými silami z důvodů nižší měrné hmotnosti
- snazší zjišťování vzniklých netěsností

Nevýhody:

- energeticky a finančně náročná úprava vody pro výrobu páry
- nutná doprava vzniklého kondenzátu zpět do místa vzniku
- v místě kondenzace zaručit jeho čistotu
- velké hmotnostní uniky páry při vzniklé netěsnosti
- při teplárenském provozu je v důsledku tlakové ztráty v protitlakém potrubí regulovaného odběru tato ztráta pokryta hmotnostním průtokem páry, který by mohl vykonat práci v turbíně a přeměnit ji na elektrickou energii

3.4.3 Materiály a poškození výměníků

Protože se výměníky vyskytují v mnoha provozech a mohou v nich proudit více či méně agresivní látky, jsou na materiály výměníků kladeny různě vysoké jakostní požadavky.

Používané materiály:

- uhlíkové oceli - výměníky pára-voda
- feriticko-perlitické oceli - kotle
- legované austenitické oceli – nadkritické kotle
- měď – vzduchové výměníky
- slitiny křemík-hliník – kondenzační plynové kotle

Možné příčiny poškození výměníků:

- koroze, abraze
- eroze vodou v důsledku kondenzační fáze
- kavitační poškození
- únavové porušení trubek v důsledku vibrací svazku trubek
- netěsnosti v zaválcovaných trubkovnicích a vlivem nekvalitního těsnění
- vady svarů a materiálu

3.5 Výměníky pára-voda

Podle zdroje [19] se v praxi používají dva druhy parních spotřebičů. Prvním z nich je spotřebič přímý, který tepelnou energii obsaženou v páře předává přímo do prostředí, kde je zapotřebí tepelné energie. Jeho využití je v dnešní době již omezeno zejména z důvodů hygienických, bezpečnostních a energetických. Druhým typem parního spotřebiče je spotřebič nepřímý. Tepelná energie páry se v tomto zařízení předává jiné látce, která je pro distribuci tepelné energie k odběrateli. Nejčastější látkou je voda, která má, jak je výše zmíněno, lepší vlastnosti k přímému předávání tepelné energie než-li pára.

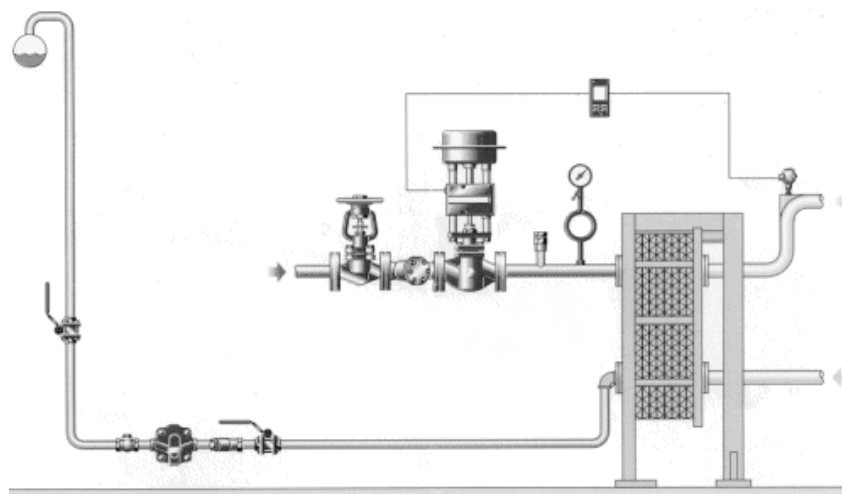
Jelikož je úkolem této práce přepočít kondenzačního výměníku, je asi na místě uvést nejčastější druhy výměníků pára – voda používané v tepelné technice.

Jsou to:

- deskové výměníky
- trubkové výměníky

3.5.1 Deskové výměníky pára – voda

Deskové výměníky jsou maloobjemové, s velkou přestupovou plochou. Tato malá přestupová plocha má vliv na rychlé reakce při změnách průtoků a teplot ať již na straně vody nebo páry. Z těchto důvodů je proto vhodné regulovat výkon výměníku pouze škrcením páry na přívodu do výměníku, jak je vidět na obr. 3.15, kde je i zpětná vazba od teploty výstupní vody. Pro odvod kondenzátu je nutné osadit kondenzátní potrubí odvaděčem kondenzátu, který oddělí prostor páry od kondenzátního prostoru. V kondenzátním prostoru by se již pára nacházet neměla.



Obr. 3.15 Deskový parní výměník [20]

3.5.2 Trubkové výměníky pára – voda

Trubkové výměníky mají oproti deskovým výměníkům větší objemy látek jak na straně páry tak i vody. Jejich teplosměnné plochy jsou ovšem menší na jednotku objemu. Jsou proto vhodné i pro regulaci výkonu škrcením na straně kondenzátu. Takový způsob regulace je založen na změně výšky hladiny kondenzátu, čímž dojde k zatopení části trubek a k horšímu přestupu tepla. Na vstupu páry do výměníku je však nutno osadit uzavírací armaturu s pohonem s havarijní funkcí ovládaným automatikou stanice.

Tento způsob regulace ovšem není jediný použitelný u těchto výměníků. Rovněž lze použít regulaci škrcení páry na vstupu, nebo jak je to v případě mnou počítaného výměníku změnou hmotnostního toku bez změny tlaku páry a změnou hmotnostního toku ohřívané vody protékající trubkovnicí výměníku.

4. TEPLÁRNA OLOMOUC

S využitím literatury [3] a [4]

4.1 Počátky teplárenství v Olomouci

Průmyslový rozvoj města Olomouce započal s určitým zpožděním, jehož příčinou byl pevnostní statut města a jeho mohutné hradby. Stejně tak i potřeba centralizovaného zdroje tepla byla nutná s jistým časovým odstupem na rozdíl od jiných měst jako jsou Přerov, Ostrava, Brno a Praha.

Otázka vybudování centrálního tepelného zdroje v Olomouci byla předmětem jednání městských činitelů a průmyslových závodů již v meziválečném období. Podmínky pro toto byly vytvořené tím, že průmysl i civilní potřeba byly vhodně rozmístěny s poměrně velkou spotřebou páry. Lokální kotelny v jednotlivých průmyslových závodech se navíc ve značné míře podílely na intenzivním znečišťování města. Bylo jasné, že centrální zdroj tepla by měl pozitivní vliv na rozvoj průmyslu a zároveň i na výstavbu veřejného a bytového fondu. Zanedbatelný by nebyl i vliv na životní prostředí, jelikož u těchto podniků dochází k účinnějšímu zachycování popílků. Avšak tyto plány byly narušeny německou okupací a znovu se dostaly do oblasti zájmu až v roce 1946.

V letech 1947 – 1948 byly zahájeny přípravné práce na vybudování teplárny v Olomouci. Potřeba teplárny nabyla na významu, po zjištění, že podniky Milo, Sigma Pumpy, Zora a Pivovar projeví o tento zdroj tepla zájem vzhledem k tomu, že by jinak byly samy nuceny investovat nemalé částky do svým vlastních kotelen. Proto vzniká na konci roku 1947 volné sdružení složené ze zástupců průmyslových podniků a vedení města, které provádí výše zmíněné přípravné práce a zkoumání různých alternativ pro budování teplárny. Vzhledem k potřebám průmyslových zákazníků byla jako teplonosné médium zvolena pára o tlaku 0,8 MPa. Tento krok určil na mnoho následujících let charakter teplárenské soustavy ve městě. Projekční práce započaly na počátku roku 1948.

Určitá nejistota vznikla s otázkou umístění teplárny. Nakonec bylo rozhodnuto, že bude postavena na místě, kde se dnes ulice Tovární kříží s ulicí Wittgensteinovou. Toto místo bylo výhodné zejména proto, že je v těsné blízkosti zdroje vody, kterým je řeka Morava, a hlavní železniční tratí, nutné pro zásobování palivem. Další výhodou pro toto umístění bylo to, že se místo nacházelo v centru hlavních odběratelů, čímž se minimalizovaly tepelné ztráty.

Se samotnou výstavbou teplárny se začalo v roce 1949, současně se začaly budovat i dálkové parovody. Na jeden tento parovod se připojil podnik Sigma Pumpy, který odebíral páru s kotelny Hanáckého pivovaru v Holici. Pivovar měl kotelnu se dvěma kotli o celkovém výkonu 12 t.h^{-1} a pro vlastní závod byla předimenzovaná. V této kotelně se současně zaškoloval personál pro budoucí teplárnu. Komplikace nastaly v důsledku tehdejšího stavu národního hospodářství, které mělo problémy zajistit vhodné kotelní zařízení. Nakonec bylo použito neúplného kotle firmy Kohlenscheidung GmbH Berlin z konfiskovaného německého majetku, který zkompletovala a dodala První brněnská strojírna. Tento kotel byl nesl označení K1, jednalo se o práškový granulační kotel o výkonu 30 t.h^{-1} , tlaku páry 4 MPa a teplotě páry 430°C . K jeho symbolickému zapálení došlo 7. prosince 1951 a po potřebných úpravách byl uveden do trvalého provozu 20. února 1952.

Kotel K1 ovšem díky rychle rostoucí poptávce po dodávkách tepla, která v letech 1952 - 1953 zaznamenala dvojnásobné navýšení, kapacitně nestačil. Rovněž provozování pouze jediného kotle jako zdroje tepla bylo dosti riskantní, proto zůstávala v provozu i kotelná Hanáckého pivovaru. V důsledku toho byl postaven v roce 1956 kotel druhý s označením K2. Kotel K2 byl roštový o výkonu 40 t.h^{-1} , tlaku páry 6,4 MPa a teplotě 450°C . Současně s ním bylo dokončeno i protitlaké turbosoustrojí o výkonu 3,2 MW. Parní turbína byla vysokootáčková s $10\,000 \text{ ot.min}^{-1}$. Převodová skříň, která redukovala otáčky na $3\,000 \text{ ot.min}^{-1}$ na straně generátoru, byla bohužel příčinou tragické havárie. Při této havárii došlo ke smrtelnému zranění jedné osoby a několika menším zraněním. Havárie měla za následek zastavení výroby a vývoje vysokootáčkových parních turbín v ČSR. Na místě havarované turbíny byla nakonec postaveno a v roce 1959 spuštěno klasické protitlaké soustrojí o výkonu 6,3 MW, které neslo označení TG1. Tímto krokem započala v Olomouci kombinovaná výroba tepla a elektřiny.

Další nárůst odběratelů měl za následek, že v zimě na přelomu roku 1959 a 1960 instalovaný výkon nestačil pokrývat spotřebu tepla. Proto byly započaty přípravné práce na výstavbu druhé etapy teplárny. Jednalo se o stavbu dvou kotlů a jednoho kondenzačního odběrového turbosoustrojí. V roce 1960 zpracoval Energoprojekt Praha generální řešení teplofikace Olomouce. Na jejímž základě se v roce 1961 začalo s výstavbou. Kotel K3 byl uveden do provozu na konci roku 1964 společně s kotlem byl zprovozněn i turbogenerátor TG2 o výkonu 12 MW. V první polovině roku 1964 byl zprovozněn kotel K4, opět se jednalo o práškový granulační kotel o výkonu 75 t.h^{-1} , tlaku páry 6,1 MPa a teplotě 485°C . Kotle K3 a K4 byly stejných parametrů. Uvedením

obou kotlů do provozu se na krátkou dobu zdálo, že je zde vybudovaná určitá rezerva, která stačí pokrýt dodávky tepla na několik let dopředu. Ale již v zimní období v letech 1966 a 1967 se ukázalo, že žádná rezerva neexistuje. Bylo to způsobeno tím, že teplárna pokrývala dodávky tepla pro téměř 25 % obyvatel města, k tomu vytápěla koleje Palackého univerzity, Fakultní nemocnici Olomouc, Vojenskou nemocnici Klášterní Hradisko, 22 zařízení škol, školek a jeslí, řadu veřejných objektů a v nočních hodinách se parou ze sítě vytápěli lokomotivy na nádraží. Skutečnost, že bylo v plánu budovat ve městě další sídliště a na východě města v průmyslové zóně podnik Olma, si Ostravsko-karvinské elektrárny již počátkem roku 1967 objednaly u Hutního projektu ve Frýdku-Místku teplofikační studii. Z pěti navržených alternativ řešení byla nakonec vybrána alternativa vybudování špičkového zdroje kotelny na spalování těžkých olejů ve východní části města.

Stavba Špičkové výtopny Olomouc (dále ŠVOL), byla zahájena v říjnu 1970 a počítala s postupnou stavbou pěti kotlů. Vlivem ropné krize však byla stavba omezena a v sedmdesátých letech vyrostly pouze kotle dva K11 a K12. Jednalo se o mazutové kotle o výkonu 75 t.h^{-1} , tlaku páry 1,23 MPa a teplotě $220 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Potřeby města dále narůstaly a ŠVOL ztratila svůj charakter špičkového zdroje a stala se prakticky základním zdrojem. To vedlo k vytvoření překlenovacího opatření a na nově zbudované sídliště byl postaven mobilní kotel o výkonu 23 t/h, který je v dnešní době v areálu ŠVOL a je přestaven na spalování mazutu. V polovině osmdesátých let došlo i na stavbu kotlů K13 a K14, které jsou stejných parametrů jako kotle K11 a K12 s rozdílem, že jsou schopny spalovat mazut i zemní plyn. Do provozu byly uvedeny v roce 1991. V této podobě je provoz ŠVOL zachován dodnes.

V celku významnou etapou pro další rozvoj olomoucké teplárny se stal rok 1992, kdy rakouská firma Vest-Alpine Industrieanlagenbau GmGH z Lince vypracovala studii na rekonstrukci teplotěnského systému Olomouce. Ve studii byl návrh na demolici kotlů K1 a K2 a na jejich místě postavit jeden kotel K5 o výkonu 170 t.h^{-1} a na strojovně umístit protitlaké turbosoustrojí o výkonu 25 MW. Na ŠVOL byla variantně prozkoumána možnost stavby plynové turbíny s vazbou na kotle K11 – K14. Současně byl navržen přechod západní části tepelné sítě z páry na horkou vodu. Na základě studie byla navržena zadávací dokumentace a vyhlášena obchodní veřejná soutěž. Vybrána byla nabídka konsorcia IVO International Ltd. a Foster Wheeler Energia Oy a dne 1. listopadu 1996 byl na olomoucké radnici podepsán kontrakt. Podle něj bylo rozhodnuto, že v Olomouci bude postaven fluidní kotel K5 o výkonu 188 t.h^{-1} , tlaku páry 13,5 MPa a teplotě páry $535 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Současně s ním protitlaká turbína TG3 od firmy Škoda o výkonu 41 MW. V dodávce zařízení rovněž bylo vybudování nového komínu, elektrického odlučovače popílku, zařízení na suchý odběr popílku, rozvodna 22 kV, rozšíření úpravny vody a krytá skládka paliva na $45\,000 \text{ m}^3$. S touto rozsáhlou rekonstrukcí se začalo v únoru 1997.

Stavba kotle K5 a turbosoustrojí TG3 dokončena v roce 1998, na ní navázala rekonstrukce kotle K3, která se týkala zvýšení výkonu 90 t.h^{-1} a přechodu na jiné palivo

jímž je do dnešní doby černé uhlí. Jistě stojí za zmínku, že je to jediný černouhelný kotel, který je a byl v Olomouci provozován. Ostatní provozované kotle byly určeny na spalování hnědého uhlí rovněž kotel K5 je hnědouhelný. Paralelně s těmito úpravami provozu probíhala i rekonstrukce tepelných sítí, které na západě města přecházely v letech 1998-2003 na horkovodní systém.

Nejnovější rekonstrukcí v olomoucké teplárně je postavení nového turbosoustrojí TG4 od firmy Siemens o výkonu 8 MW. Tento turbogenerátor nahradil turbogenerátor TG1, který teplárně pracoval 50 let.

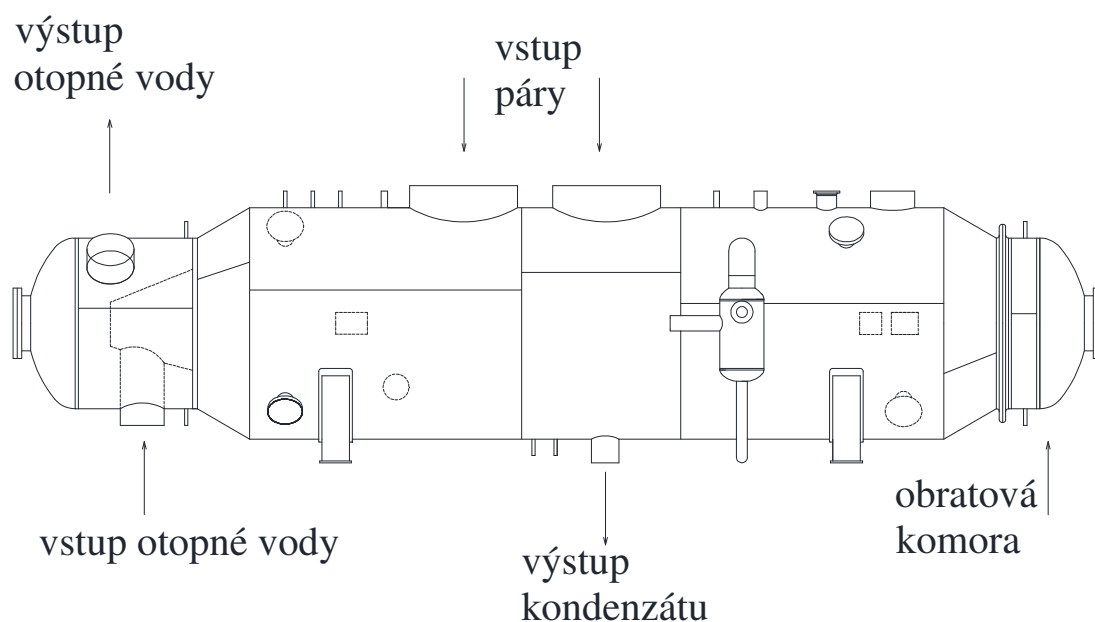
4.2 Provozovatelé Teplárny Olomouc

V předchozích kapitole jsem se věnoval především technickému rozvoji Teplárny Olomouc ovšem jistě je namístě uvést do jaké organizace patřila Teplárna Olomouc od svého vzniku až po současnost. Od roku 1949 až 1950 byl za výstavbu a provoz zodpovědný podnik Moravské elektrárenské výroby. V roce 1950 Teplárna Olomouc přešla pod Ostravko-karvinské elektrárny n.p., tento podnik se v roce 1992 přejmenoval na Moravskoslezské teplárny a.s. V roce 1998 byly Moravskoslezské teplárny a.s. odkoupeny skupinou Dalkia, která má většinového vlastníka ve společnosti Veolia.

5. ZV1

Jedná se o ležatý trubkový kondenzační výměník pára – voda. Vnější rozměry výměníku jsou 9,9 m délka a 2,1 m průměr. Výměník je usazen na dvou betonových patkách pomocí sady pružin z důvodu dilatace potrubí propojující výstup z turbíny se vstupem do ohříváku. Pro čištění a kontrolu trubkovnice je výměník na obou koncích opatřen průlezy o průměru DN 600 mm.

Kondenzační výměník v režimu, kde ohříváním médiem je voda a ohřívací látkou je kondenzující pára. Ohřívána voda je teplotonosnou látkou pro horkovodní systém města Olomouce. Vstup páry je v horní části ohříváku a je vyřešen pomocí dvou potrubí, každé o průměru DN 1000 mm. Kondenzát je odváděn ze spodní části pláště potrubím o průměru DN 250 mm. Trubkovnice je u tohoto ohříváku rozdělena na dvě části. První část tvoří vnitřní svazek trubek a druhou vnější svazek, který obklopuje vnější. Voda je do vnitřního svazku přivedena pomocí přívodního potrubí průměru DN 450 mm, které je zaústěno do pláště ve spodní části výměníku. Přívodní potrubí je přivařeno k vnitřnímu svazku trubkovnice. Po průchodu vody vnitřním svazkem je proud částečně ohřáté vody otočen v obrátové komoře a proudí zpět vnějším svazkem trubek. Výstup vody je proveden opět potrubím o průměru DN 450 mm. Teplo se vodě předává v obou směrech proudění. Hladina kondenzátu je udržována těsně pod úrovní trubkovnice.



Obr. 5.1 Kondenzační ohřívač ZVI

6. VÝPOČET TRUBKOVNICE

Pro kontrolní výpočet jsem použil hodnoty získané z provozních údajů ze dne 5. 3. 2013. Tento den byl výměník provozován s maximálním výkonem 45,3 MW. Pro výkon ohřívače 50,3 MW, bylo nutné počítat se zvýšenou hodnotou průtoku vody v HVS při zachování vstupních a výstupních parametrů.

Parametry médií:

Pára

$\dot{m}_p = 22,48 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ hmotnostní průtok páry

$t_p = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ teplota vstupní páry

$p = 0,049 \text{ MPa}$ tlak vstupní páry

$i' = 2651 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpie vstupní páry

Voda v HVS

$\dot{m}_v = 420 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ hmotnostní průtok vody

$t_i = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ vstupní teplota vody

$t_o = 83 \text{ }^\circ\text{C}$ výstupní teplota vody

$i'_i = 230,19 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpie vstupní vody

$i'_o = 350 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpie výstupní vody

tab. 1 Parametry médií

Stanovení tepelného výkonu ohříváku:

$$P_{tep} = \dot{m}_v \cdot (i'_o - i'_i) = 420 \cdot (350 - 230,19) = 50,3 \text{ MW} \quad (13)$$

kde

P_{tep} tepelný výkon ohříváku [MW]

\dot{m}_v hmotnostní průtok vody [kg.s⁻¹]

i'_i entalpie vstupní vody [kJ.kg⁻¹]

i'_o entalpie výstupní vody [kJ.kg⁻¹]

Výpočet součinitele tepelné vodivosti materiálu trubkovnice:

hodnoty složení jsou s tab. 2

$$\lambda_T = \frac{419}{5,74 + 2,43.C + 5,09.Si + 2,46.Mn} \quad (14)$$

$$\lambda_T = \frac{419}{5,74 + 2,43 \cdot 0,101 + 5,09 \cdot 0,157 + 2,46 \cdot 0,48} = 52,6 \text{ W.m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

kde

λ_T součinitel tepelné vodivosti [W.m⁻¹.K⁻¹]

C obsah uhlíku v materiálu [%]

Si obsah křemíku v materiálu [%]

Mn obsah manganu v materiálu [%]

prvek	C	Si	Mn
%	0,101	0,157	0,48

tab. 2 Obsah prvků v materiálu trubkovnice

Jak již bylo zmíněno, ohřívák je konstruován jako dvoutahový. Problém ovšem nastává při stanovení teploty vody v obratové komoře. Pro orientační výpočet v kapitolách 6.1 a 6.2 jsem zvolil, že teplota v obratové komoře bude nabývat poloviční hodnoty mezi teplotou vstupní a výstupní. Poté je použit vzorec pro neizotermický ohřev, kterým se stanoví hodnota teploty, která se více blíží teplotě skutečné.

6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku

Teplota vody v obratové komoře:

Hodnoty z tab. 1

$$t_{OK} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{55 + 83}{2} = 69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15)$$

kde

t_{OK} teplota v obratové komoře [°C]

t_i teplota vstupní vody [°C]

t_o teplota výstupní vody [°C]

Střední teplota ve svazku trubek:

Hodnoty z tab. 1 a rovnice 15

$$t_{st} = \frac{t_i + t_{OK}}{2} = \frac{55 + 69}{2} = 62 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16)$$

kde

t_{OK} teplota v obratové komoře [°C]

t_i teplota vstupní vody [°C]

t_{st} střední teplota vody [°C]

Hodnota teploty nasycení pro tlak v ohřívačku 0,049 MPa, hodnoty jsou uvedeny v literatuře [18] a příloze 3.

$$t_{nas} = 81,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplotu povrchu trubky jsem volil 80 °C.

$$t_{povrch} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určující teplota:

$$t = 0,5 \cdot (t_{nas} + t_{povrch}) = 0,5 \cdot (81,35 + 80) = 80,68 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

t určující teplota [°C]

t_{nas} ... teplota nasycení [°C]

t_{povrch} ... teplota povrchu trubky [°C]

Tato teplota určuje další hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla α_1 , jedná se o součinitel na straně kondenzace páry.

λ	0,671	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti vody
ρ	971,19	kg.m^{-3}	hustota kapaliny
η	$3,5.10^{-4}$	Pa.s	dynamická viskozita
l_v	2 300	kJ.kg^{-1}	kondenzační teplo
L	0,016	m	charakteristický rozměr trubky

tab. 3 Hodnoty pro teplotu 80,68 °C ze zdroje [24]

Součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry:

Hodnoty z tab. 3

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot l_v \cdot 10^3}{\eta \cdot (t_{nas} - t_{povrch}) \cdot 2} \right] \quad (18)$$

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{9,806 \cdot 971,19^2 \cdot 0,671^3 \cdot 2\,300 \cdot 10^3}{3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (81,35 - 80) \cdot 2} \right] = 22\,011 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

kde

α_1	součinitel přestupu tepla kondenzátu	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
g	gravitační zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
ρ	hustota vody vzniklá kondenzací páry	$[\text{kg.m}^{-3}]$
l_v	kondenzační teplo	$[\text{kJ.kg}^{-1}]$
λ	součinitel tepelné vodivosti kondenzátu	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa.s}]$
t_{nas} ...	teplota nasycení	$[^\circ\text{C}]$
t_{povrch} ...	teplota povrchu trubky	$[^\circ\text{C}]$

6.2 Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnitřního svazku

Trubkovnice:

n	1 647	ks	počet trubek
d ₁	13,5	mm	vnitřní průměr trubky
d ₂	16	mm	vnější průměr trubky
l ₁	7,398	m	celková délka trubky
l ₂	7,238	m	teplosměnná délka trubky

tab. 4 Parametry trubkovnice

c _p	4 184,32	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	tepelná kapacita vody
λ	0,656	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	součinitel tepelné vodivosti
η	4,53.10 ⁻⁴	Pa.s	dynamická viskozita
ρ	982,18	kg.m ⁻³	hustota kapaliny

tab. 5 Hodnoty pro střední teplotu 62 °C ze zdroje [24]

Rychlost proudící vody:

Hodnoty z tab. 1, 4, 5

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot d_2^2 \cdot n \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 420}{\pi \cdot 13,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1647 \cdot 982,18} = 1,81 \text{ m.s}^{-1} \quad (19)$$

kde

w	rychlost proudění vody	[m.s ⁻¹]
\dot{m}_v	hmotnostní průtok vody	[kg.s ⁻¹]
ρ	hustota vody	[kg.m ⁻³]
n	počet trubek	[ks]
d ₂	vnější průměr trubky	[mm]

Kinematická viskozita:

Hodnoty z tab. 5

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{4,53 \cdot 10^{-4}}{982,18} = 4,61 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (20)$$

kde

ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota vody	[kg.m ⁻³]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]

Prandlovo kritérium:

Hodnoty z tab. 5

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p \cdot \rho}{\rho \cdot \lambda} = \frac{4,53 \cdot 10^{-4} \cdot 4181,32}{0,656} = 2,89 \quad (21)$$

kde

Pr	Prandlovo kritérium	[-]
ρ	hustota vody	[kg.m ⁻³]
λ	součinitel tepelné vodivosti vody	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
c_p	tepelná kapacita vody	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

Reynoldsovo kritérium:

Hodnoty z tab. 4, 5 a rovnice 19

$$Re = \frac{w \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,81 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}{4,61 \cdot 10^{-7}} = 53127 \quad (22)$$

kde

Re	Reynoldsovo kritérium	[-]
w	rychlost proudění vody	[m.s ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
d_2	vnitřní průměr trubky	[mm]

Z výsledku Reynoldsova kritéria je patrné, že se jedná o turbulentní proudění. Podmínkou pro turbulentní proudění je $Re > 10\,000$.

Nusseltovo kritérium (dle Whitakera):

Hodnoty z rovnice 21 a 22

$$Nu = 0,015 \cdot Re^{0,83} \cdot Pr^{0,42} = 0,015 \cdot 53127^{0,83} \cdot 2,89^{0,42} = 195,67 \quad (23)$$

kde

Re	Reynoldsovo kritérium	[-]
Pr	Prandlovo kritérium	[-]
Nu	Nusseltovo kritérium	[-]

Součinitel přestupu tepla α_2 na straně vody:

Hodnoty z tab. 4,5 a rovnice 23

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2} = \frac{195,67 \cdot 0,656}{13,5 \cdot 10^{-3}} = 9\,508 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (24)$$

kde

Nu	Nusseltovo kritérium	[-]
d_2	vnější průměr trubky	[mm]
α_2	součinitel přestupu tepla ve vodě	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Součinitel prostupu tepla:

dle rovnice (9), hodnoty z tab. 4, rovnic 14, 18 a 24

$$k_{11} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$
$$k_{11} = \frac{\pi}{\frac{1}{22011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2 \cdot 52,6} \cdot \ln \frac{16 \cdot 10^{-3}}{13,5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{9508 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}} = 256,56 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Stanovení teploty vody v obrátové komoře:

Hodnoty z tab. 1, 4, 5

$$t_{OK1} = t_p - (t_p - t_i) \cdot e^{\frac{-k_{11} \cdot l_2 \cdot n}{\dot{m}_v \cdot c_p}} = 85 - (85 - 55) \cdot e^{\frac{-256,56 \cdot 7,238 \cdot 1647}{420,4185 \cdot 49}} = 79,87 \text{ °C} \quad (25)$$

kde

t_{OK1}	vypočítaná teplota v obrátové komoře	[°C]
t_p	teplota vstupní páry	[°C]
t_i	teplota vstupní vody	[°C]
k_l	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
\dot{m}_v	hmotnostní průtok vody	[kg.s ⁻¹]
n	počet trubek	[ks]
l_2	výpočtová délka trubky	[m]
c_p	tepelná kapacita vody	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

Nyní je třeba přepočítat součinitele přestupů a prostupu pro novou hodnotu teploty v obratové komoře a dopočítat součinitele přestupů a prostupu ve vnějším svazku trubkovnice.

Pro další výpočet bylo vhodnější počítat s teplotou v obratové komoře 77 °C. Délky trubek v obou svazcích vycházeli při takto zvolené teplotě v rozměrech, které si jsou nejvíce blízké.

6.3 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku

Teplota v obratové komoře:

$$t_{OK1} = 77 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota ve svazku trubek:

dle rovnice (16), hodnoty z tab. 1

$$t_{st} = \frac{t_i + t_{OK1}}{2} = \frac{55 + 77}{2} = 66 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Určíme teplotu nasycení pro tlak v ohříváku 0,049 MPa, hodnoty jsou uvedeny v literatuře [18] a příloze 3.

$$t_{nas} = 81,35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplotu povrchu trubky jsem opět volil 80 °C. V další části výpočtu je proveden kontrolní výpočet, který ověřuje teplotu povrchu trubky.

$$t_{povrch} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Určující teplota:

dle rovnice (17)

$$t = 0,5 \cdot (t_{nas} + t_{povrch}) = 0,5 \cdot (81,35 + 80) = 80,68 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tato teplota určuje další hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla α_1 , jedná se o součinitel na straně kondenzace páry.

λ	0,671	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	součinitel tepelné vodivosti vody
ρ	971,19	kg.m ⁻³	hustota kapaliny
η	3,5.10 ⁻⁴	Pa.s	dynamická viskozita
l_v	2 300	kJ.kg ⁻¹	kondenzační teplo
L	0,016	m	charakteristický rozměr trubky

tab. 6 Hodnoty pro teplotu 80,68 °C ze zdroje [24]

Součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry:

dle rovnice (18), hodnoty tab. 6

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot l_v \cdot 10^3}{\eta \cdot (t_{nas} - t_{povrch}) \cdot 2} \right]$$

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{9,806 \cdot 971,19^2 \cdot 0,671^3 \cdot 2300 \cdot 10^3}{3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (81,35 - 80) \cdot 2} \right] = 22\,011 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

6.4 Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnitřního svazku

c_p	4185,49	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	tepelná kapacita vody
λ	0,659	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	součinitel tepelné vodivosti
η	4,3.10 ⁻⁴	Pa.s	dynamická viskozita
ρ	980,31	kg.m ⁻³	hustota kapaliny

tab. 7 Hodnoty pro střední teplotu 66 °C ze zdroje [24]

Rychlost proudící vody:

dle rovnice (19), hodnoty tab.1, 4, 7

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot d_2^2 \cdot n \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 420}{\pi \cdot 13,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1647 \cdot 980,31} = 1,82 \, m \cdot s^{-1}$$

Kinematická viskozita:

dle rovnice (20), hodnoty z tab. 7

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{4,3 \cdot 10^{-4}}{980,31} = 4,39 \cdot 10^{-7} \, m^2 \cdot s^{-1}$$

Prandlovo kritérium:

dle rovnice (21), hodnoty z tab. 7

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p \cdot \rho}{\rho \cdot \lambda} = \frac{4,3 \cdot 10^{-4} \cdot 4185,49}{0,659} = 2,73$$

Reynoldsovo kritérium:

dle rovnice (22), hodnoty z tab. 4 a rovnic kinematické viskozity a rychlosti proudění

$$Re = \frac{w \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,82 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}{4,39 \cdot 10^{-7}} = 55\,906$$

Z výsledku Reynoldsova kritéria je patrné, že se jedná o turbulentní proudění. Podmínkou pro turbulentní proudění je $Re > 10\,000$.

Opravný součinitel na neizotermické proudění:

Hodnoty z rovnice Prandlova kritéria a rozšířené rovnice 27, přílohy 1

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,73}{2,45} \right)^{0,25} = 1,02 \quad (26)$$

kde

Pr Prandlovo kritérium pro teplotu 66 °C [-]

Pr_s Prandlovo kritérium pro teplotu povrchu d₂ trubky 77°C [-]

ε_t opravný součinitel [-]

Nusseltovo kritérium (dle Whitakera):

dle rovnice (23), hodnoty z rovnic pro Reynoldsovo a Prandlovo kritérium

$$Nu = 0,015 \cdot \text{Re}^{0,83} \cdot \text{Pr}^{0,42} \cdot \varepsilon_t = 0,015 \cdot 55\,906^{0,83} \cdot 2,79^{0,42} \cdot 1,02 = 203,43$$

Součinitel přestupu tepla α₂ na straně vody:

dle rovnice (24), hodnoty z tab. 4, 7 a Nusseltova kritéria

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2} = \frac{203,43 \cdot 0,659}{13,5 \cdot 10^{-3}} = 9\,930 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla:

dle rovnice (9), hodnoty z tab. 4, rovnic 14, součinitele přestupu tepla na straně vody a páry

$$k_{11} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$

$$k_{11} = \frac{\pi}{\frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2,52,6} \cdot \ln \frac{16 \cdot 10^{-3}}{13,5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{9\,930 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}} = 263,69 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelný tok trubkou:

Z rovnice (8) a (9) vyplývá vztah, hodnoty tab. 1, rovnic součinitele prostupu tepla a střední teploty v trubkovnici

$$q_1 = k_{11} \cdot (t_p - t_{st}) = 263,69 \cdot (85 - 66) = 5\,010 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$$

Ověření teploty povrchu trubky, kterou jsem výše zvolil 80 °C.

Hodnoty z tab.1, 4, součinitele přestupu tepla na straně páry a tepelného toku

$$t_{1\text{ kontrola}} = t_p - \frac{q_1 \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}}{\pi} = 85 - \frac{5\,010 \cdot \frac{1}{22\,011.16 \cdot 10^{-3}}}{\pi} = 80,47\,^{\circ}\text{C} \quad (27)$$

Rozšířením vzorce 27 získám hodnotu teploty trubka na průměru d_2 .

$$t_{2\text{ kontrola}} = t_p - \frac{q_1 \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_T}}{\pi} = 85 - \frac{5\,010 \cdot \frac{1}{22\,011.16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2 \cdot 52,6}}{\pi} = 77\,^{\circ}\text{C}$$

kde

t_p	teplota vstupní páry	[°C]
q_1	tepelný tok trubkou	[W.m ⁻¹]
d_1	vnější průměr trubky	[mm]
d_2	vnitřní průměr trubky	[mm]
λ_T	součinitel tepelné vodivosti	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
α_1	součinitel přestupu tepla v kondenzátu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Střední logaritmická teplota:

dle rovnice (10), hodnoty z tab. 1 a teploty v obratové komoře

$$\Delta t_{1\text{ stř}} = \frac{(t_p - t_i) - (t_p - t_{OK1})}{\ln \frac{t_p - t_i}{t_p - t_{OK1}}} = \frac{(85 - 55) - (85 - 77)}{\ln \frac{85 - 55}{85 - 77}} = 16,64\,^{\circ}\text{C}$$

Výkon vnitřního svazku trubkovnice:

Hodnoty z tab. 1 a teploty v obratové komoře

$$Q_1 = \dot{m}_v \cdot (t_{OK1} - t_i) = 420 \cdot (77 - 55) = 38,67\, \text{MW} \quad (28)$$

kde

Q_1	výkon svazku	[kg.s ⁻¹]
t_{OK1}	vypočítaná teplota v obratové komoře	[°C]
t_i	teplota vstupní vody	[°C]
\dot{m}_v	hmotnostní průtok vody	[kg.s ⁻¹]

Délka trubek vnitřního svazku:

Hodnoty z rovnic výkonu ve svazku, součinitele prostupu tepla a střední logaritmické teploty

$$L_1 = \frac{Q_1}{\Delta t_{stř} \cdot k_{l1}} = \frac{38,67 \cdot 10^6}{16,64 \cdot 263,69} = 8812 \text{ m} \quad (29)$$

kde

$\Delta t_{stř}$ střední logaritmická teplota $[\text{°C}]$

k_{l1} součinitel prostupu tepla svazku $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Q_1 výkon svazku $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

L_1 délka trubek svazku $[\text{m}]$

6.5 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně kondenzující páry vnitřního svazku

Střední teplota ve svazku trubek:

dle rovnice (16), tab. 1 a teploty v obrátové komoře

$$t_{st} = \frac{t_i + t_{OK2}}{2} = \frac{83 + 77}{2} = 80 \text{ °C}$$

Určíme teplotu nasycení pro tlak v ohříváku 0,049 MPa, hodnoty jsou uvedeny v literatuře [18] a příloze 3 .

$$t_{nas} = 81,35 \text{ °C}$$

Teplotu povrchu trubky jsem opět volil 80°C. V další části výpočtu je proveden kontrolní výpočet, který ověřuje teplotu povrchu trubky.

$$t_{povrch} = 80 \text{ °C}$$

Určující teplota:

dle rovnice (17)

$$t = 0,5 \cdot (t_{nas} + t_{povrch}) = 0,5 \cdot (81,35 + 80) = 80,68 \text{ °C}$$

Tato teplota určuje další hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla α_1 , jedná se o součinitel na straně kondenzace páry.

λ	0,671	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti vody
ρ	971,19	kg.m^{-3}	hustota kapaliny
η	$3,5 \cdot 10^{-4}$	Pa.s	dynamická viskozita
l_v	2 300	kJ.kg^{-1}	kondenzační teplo
L	0,016	m	charakteristický rozměr trubky

tab. 8 Hodnoty pro teplotu 80,68 °C ze zdroje [24]

Součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry:

dle rovnice (18), hodnoty z tab. 8

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot l_v \cdot 10^3}{\eta \cdot (t_{nas} - t_{povrch}) \cdot 2} \right]$$

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \left[\frac{9,806 \cdot 971,19^2 \cdot 0,671^3 \cdot 2\,300 \cdot 10^3}{3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (81,35 - 80) \cdot 2} \right] = 22\,011 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

6.6 Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na straně vody vnější svazek

c_p	4193,49	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná kapacita vody
λ	0,67	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
η	$3,54 \cdot 10^{-4}$	Pa.s	dynamická viskozita
ρ	971,82	kg.m^{-3}	hustota kapaliny

tab. 9 Hodnoty pro střední teplotu 80 °C ze zdroje [24]

Trubkovnice:

n	1 654	ks	počet trubek
d_1	13,5	mm	vnitřní průměr trubky
d_2	16	mm	vnější průměr trubky
l_1	7,398	m	celková délka trubky
l_2	7,238	m	teplosměnná délka trubky

tab. 10 Parametry trubkovnice

Rychlost proudící vody:

dle rovnice (19), hodnoty tab. 1, 9, 10

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot d_2^2 \cdot n \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 420}{\pi \cdot 13,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1\,654 \cdot 971,82} = 1,83 \text{ m.s}^{-1}$$

Kinematická viskozita:

dle rovnice (20), hodnoty z tab. 9

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{3,54 \cdot 10^{-4}}{971,82} = 3,65 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Prandlovo kritérium:

dle rovnice (21), hodnoty z tab. 9

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot \rho}{\rho \cdot \lambda} = \frac{3,54 \cdot 10^{-4} \cdot 4193,49}{0,67} = 2,22$$

Reynoldsovo kritérium:

dle rovnice (22), hodnoty z tab. 10 a rovnic kinematické viskozity a rychlosti proudění

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,83 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}{3,65 \cdot 10^{-7}} = 67\,576$$

Z výsledku Reynoldsova kritéria je opět patrné, že se jedná o turbulentní proudění. Podmínkou pro turbulentní proudění je $\text{Re} > 10\,000$.

Opravný součinitel na neizotermické proudění:

dle rovnice (26), hodnoty z Prandlova kritéria a rozšířené rovnice pro ověření teploty povrchu trubky, přílohy 1

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,22}{2,09} \right)^{0,25} = 1,02$$

kde

Pr Prandlovo kritérium pro teplotu 80 °C [-]

Pr_s Prandlovo kritérium pro teplotu povrchu trubky 83,05 °C [-]

ε_t opravný součinitel [-]

Nusseltovo kritérium (dle Whitakera):

dle rovnice (23), hodnoty z rovnic pro Reynoldsovo a Prandlovo kritérium

$$\text{Nu} = 0,015 \cdot \text{Re}^{0,83} \cdot \text{Pr}^{0,42} \cdot \varepsilon_t = 0,015 \cdot 67\,576^{0,83} \cdot 2,22^{0,42} \cdot 1,02 = 218,12$$

Součinitel přestupu tepla α₂ na straně vody:

dle rovnice (24), hodnoty z tab. 9, 10 a Nusseltova kritéria

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_2} = \frac{218,12 \cdot 0,67}{13,5 \cdot 10^{-3}} = 10\,825 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla:

dle rovnice (9), hodnoty z tab. 10, rovnic 14, součinitele přestupu tepla na straně vody a páry

$$k_{l2} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$
$$k_{l2} = \frac{\pi}{\frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2.52,6} \cdot \ln \frac{16 \cdot 10^{-3}}{13,5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{10\,825 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}} = 278,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelný tok trubkou:

z rovnic (8) a (9), hodnoty tab. 1, rovnic součinitele prostupu tepla a střední teploty v trubkovnici

$$q_2 = k_{l2} \cdot (t_p - t_{st}) = 278,09 \cdot (85 - 80) = 1\,390 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$$

Ověření teploty povrchu trubky, kterou jsem výše zvolil 80 °C.

dle rovnice (27), hodnoty z tab.1, 10, součinitele přestupu tepla na straně páry a tepelného toku

$$t_{3 \text{ kontrola}} = t - \frac{q_2 \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}}{\pi} = 85 - \frac{1390 \cdot \frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}}{\pi} = 83,74 \text{ °C}$$

Rozšířením vzorce 27 získám hodnotu teploty trubka na průměru d_2 .

$$t_{4 \text{ kontrola}} = t_p - \frac{q_1 \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_T}}{\pi} = 85 - \frac{1\,390 \cdot \frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2.52,6}}{\pi} = 83,05 \text{ °C}$$

Střední logaritmická teplota:

dle rovnice (10), hodnoty z tab. 1 a teploty v obrátové komoře

$$\Delta t_{1 \text{ stř}} = \frac{(t_p - t_{OK1}) - (t_p - t_i)}{\ln \frac{t_p - t_{OK1}}{t_p - t_i}} = \frac{(85 - 77) - (85 - 83)}{\ln \frac{85 - 77}{85 - 83}} = 4,33 \text{ °C}$$

Výkon vnějšího svazku trubkovnice:

dle rovnice (28), hodnoty tab. 1, teplota v obrátové komoře

$$Q_2 = \dot{m}_v \cdot (t_o - t_{OK1}) = 420 \cdot (83 - 77) = 10,57 \text{ MW}$$

Délka trubek vnějšího svazku:

dle rovnice (29), hodnoty z rovnic výkonu ve svazku, součinitele prostupu tepla a střední logaritmické teploty

$$L_2 = \frac{Q_2}{\Delta t_{stř} \cdot k_{l2}} = \frac{10,57 \cdot 10^6}{4,33 \cdot 278,09} = 8780 \text{ m}$$

6.7 Celková délka trubek

$$L_T = L_1 + L_2 = 8812 + 8780 = 17\,592 \text{ m} \quad (30)$$

kde

L_T celková délka trubek obou svazků [m]

L_1 celková délka trubek vnitřního svazku [m]

L_2 celková délka trubek vnějšího svazku [m]

Skutečná délka již instalovaných trubek je $L_{SKUT} = 23\,893 \text{ m}$, rozdíl mezi těmito délkami je zřejmě způsoben tím, že výměník může mít větší výkon, než je výkon požadovaný tj. 50,3 MW.

6.8 Stanovení délky trubek pro nový materiál

Pro zhotovení trubkovnice jsem zvolil materiál X6Cr17 (dle EN 10088), 17 040 (dle ČSN 42 0002). Jedná se o feritickou korozivzdornou ocel, která odolává atmosférické korozi s výjimkou silně znečištěného (průmyslového) ovzduší. Nekoroduje ve vodě, která neobsahuje chlor a minerální soli. Je odolná vůči zředěné kyselině dusičné a v pasivním stavu též méně agresivním organickým kyselinám při pokojové teplotě. Je odolná proti mezikrystalové korozi v dodaném stavu, nikoli však ve stavu po svařování, pokud nebylo možno svařenec vyžítat.

Do teplot 800°C odolává žáru a spalinám obsahujících sirné sloučeniny a nauhličující látky. Používá se na méně namáhané díly v potravinářství, architektuře a farmaceutickém průmyslu. Zařízení přicházející do styku s vodou nebo párou. [22]

Součinitel tepelné vodivosti materiálu X6Cr17 [23]:

$$\lambda_x = 25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

6.8.1 Součinitel prostupu tepla vnitřní svazek

dle rovnice (10), hodnoty tab. 10, součinitel vedení tepla materiál X6Cr17, součinitelé přestupu tepla na straně vody a páry

$$k_{11} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_x} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$

$$k_{l1} = \frac{\pi}{\frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2.25} \cdot \ln \frac{16 \cdot 10^{-3}}{13.5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{9\,930 \cdot 13.5 \cdot 10^{-3}}} = 229,37 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

6.8.2 Délka trubek vnitřního svazku

dle rovnice (29), hodnoty z rovnic výkonu ve svazku, součinitele prostupu tepla a střední logaritmické teploty

$$L_3 = \frac{Q_1}{\Delta t_{stř} \cdot k_{l3}} = \frac{38,67 \cdot 10^6}{16,64 \cdot 229,37} = 10\,130 \text{ m}$$

6.8.3 Součinitel prostupu tepla vnější svazek

dle rovnice (10), hodnoty tab. 10, součinitel vedení tepla materiál X6Cr17, součinitelé přestupu tepla na straně vody a páry

$$k_{l4} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_x} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$

$$k_{l4} = \frac{\pi}{\frac{1}{22\,011 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2.25} \cdot \ln \frac{16 \cdot 10^{-3}}{13.5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{10\,825 \cdot 13.5 \cdot 10^{-3}}} = 240,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

6.8.4 Délka trubek vnější svazek

dle rovnice (29), hodnoty z rovnic výkonu ve svazku, součinitele prostupu tepla a střední logaritmické teploty

$$L_4 = \frac{Q_2}{\Delta t_{stř} \cdot k_{l4}} = \frac{10,57 \cdot 10^6}{4,33 \cdot 240,18} = 10\,166 \text{ m}$$

6.8.5 Celková délka trubek

dle rovnice (30)

$$L_x = L_3 + L_4 = 10\,130 + 10\,166 = 20\,296 \text{ m}$$

Závěr

Návrh nového materiálu trubkovnice je z důvodu poškození trubkovnice stávající. Stávající trubkovnice je vyrobena z materiálu DIN 17 155 H II, norma ČSN 41 1418 označí tento materiál 11 418. Poškození je především ve svárech trubek a čelní desky trubkovnice, které způsobeno zřejmě pohybem výměníku v odstaveném stavu, kdy se vypouští kondenzát z pláště a voda z trubkovnice. Další možnost poškození je reakce materiálu s chemickými látkami dávkovanými do systému HVS.

Teoretická část se věnovala problematice sdílení tepla, kde jsou popsány jednotlivé mechanismy sdílení tepla a prostup tepla rovinou a válcovou stěnou. Dále jsou zde popsány výměníky tepla. Jejich popis je zaměřen na popis proudění ve výměnících a konstrukční řešení výměníků. Poslední část teoretického úvodu je věnována samotnému výměníku ZV1 a provozu, kde je instalován a provozován.

V části výpočtové je proveden ověřovací výpočet výměníku. Tento výpočet je zaměřen na zjištění součinitelů přestupu tepla v každém svazku trubek a v každém prostředí, v kterém se uskutečňuje. Součinitele přestupu tepla, které jsem v předchozí části stanovil, jsou v závěrečné části výpočtu použity jako výchozí hodnoty pro stanovení celkové délky trubek, která je počítána pro nový materiál.

Jako nově použitý materiál pro výrobu trubkovnice jsem zvolil korozivzdornou ocel X6Cr17. Jedná se o feritickou ocel vhodnou pro použití v prostředí páry. Volba tohoto materiálu je především z důvodu vyššího součinitele tepelné vodivosti, který je roven $25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Kupříkladu austenitické korozivzdorné oceli dosahují hodnot součinitele tepelné vodivosti pouze $15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Při použití tohoto materiálu jsem došel při výpočtu k celkové délce trubek 20 296 m. Celková potřebná délka trubkovnice při použití materiálu 11 418 a požadovaném výkonu 50,3 MW je 17 807 m. Instalovaná délka výměníku je 23 893 m. Tento rozdíl je pravděpodobně způsoben tím, že výkon ohříváku je vyšší než je požadovaný. Z těchto hodnot vyplývá, že při instalaci trubek, které by měly dosavadní rozměry, což činí 23 893 m, a byly by zhotoveny z materiálu X6Cr17, by měl výměník vyhovět požadavkům i s běžnou tolerancí užívanou pro výměníky, která činí 10 %.

LITERATURA

- [1] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. *Základy sdílení tepla*. 1. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 1996, 109 s. ISBN 80-902-0011-7
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-010-2591-8.
- [3] HUB, František, Jaroslav VESELSKÝ a Jaromír KRUŽÍK. *Moravskoslezské teplárny: 100 let služeb veřejnosti*. Ostrava: Moravskoslezské teplárny, 1998, 110 s. ISBN 80-238-2293-4.
- [4] Dalkia - tiskové zprávy: Teplárna Olomouc slaví 60 let. DALKIA ČESKÁ REPUBLIKA. *Teplárna Olomouc slaví 60 let* [online]. Ostrava, 04.04.2012 [cit. 2013-02-23]. Dostupné z: <http://www.dalkia.cz/cz/teplarna-olomouc-slavi-60-let>
- [5] Ústav chemického inženýrství: Encyklopedie chemického inženýrství. [online]. [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/trubkove.html>
- [6] KADRNOŽKA, Ladislav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001, 178 s. ISBN 80-720-4222-X.
- [7] MB-term krby: Kouřovod 200 výměník. [online]. [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.mbterm-krby.cz/cz/kourovody-ocel-2,0-mm/b-200-mm/287-kourovod-200-vymenik.html>
- [8] T.S. Patriot State Engineering Manual: Air Heaters. [online]. [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://weh.maritime.edu/campus/tsps/manual/FWReg.html>
- [9] Olaer: Trubkové chladiče. [online]. [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://olaer.cz/cz-produkty-prehled/cz-produkty-chladice-3/cz-prod-kuehl-rohrbund.htm>
- [10] Vaněk: Výměník tepla VV-1RH. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.vanektu.cz/vymenik-vv-1rh>
- [11] Vaněk: Výměník tepla VV-2UH. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.vanektu.cz/vymenik-vv-2uh>
- [12] Apex Euro: Smaltovaný zásobník. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.apexeuro.cz/solarni-systemy/solarni-zasobniky/smaltovany-zasobnik.php>
- [13] Himmash Impeks: Trubky žebrované pro výměníky tepla. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: http://87799.ua.all.biz/cs/goods_trubky-zebrovane-pro-vymeniky-tepla_900665
- [14] TZB info: Novinky na WTT-Expo 2011 – 4. část. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/8064-novinky-na-wtt-expo-2011-4-cast>

- [15] BCB Plzeň, spol.s r.o.: VÝMĚNÍKY PRO PŘENOS TEPLA ALFA LAVAL. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [16] M-solar Top: Rozebíratelné deskové výměníky ITEX. [online]. [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.msolartop.cz/rubriky/tepelna-cerpadla/tepelne-vymeniky-ciat/rozebiratelne-deskove-vymeniky-itex/>
- [17] PŘÍHODA, Miroslav; Miroslav RÉDR. *Sdílení tepla a proudění*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 1998, 177 s. ISBN 80-707-8549-7
- [18] KADLEC, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. vyd. V Ostravě: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009, 100 s. Spektrum (Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství). ISBN 978-80-7385-061-6.
- [19] KAŠÍK, Zbyněk. *TZB info: Má pára budoucnost?* [online]. 24-05-2002. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/994-ma-para-budoucnost-iii>
- [20] NEUŽIL, Martin. SPIRAX SARCO SPOL. S R. O. *TZB info: Odvod kondenzátu a kombinovaný odvaděč/zvedač SPIRAX SARCO* [online]. 26-09-2001. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/674-odvod-kondenzatu-a-kombinovany-odvadec-zvedac-spirax-sarco>
- [21] DAĐOUREK, Karel. Tepelná technika: Teorie tepelného zpracování. In: [online]. [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: http://www.kmt.tul.cz/edu/podklady_kmt_magistri/TTZ/ttz%20Dad/teptech.pdf
- [22] Balzano: X6Cr17. [online]. [cit. 2013-04-27]. Dostupné z: http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/zaruvzdorne_oceli/korozivzdorne/Materialovelisty/feriticke/X6Cr17/
- [23] EURO-INOX. *Korozivzdorné oceli* [online]. [cit. 2013-04-27]. Dostupné z: http://www.euro-inox.org/pdf/map/StainlessSteelProperties_CZ.pdf
- [24] Ústav chemického inženýrství: Encyklopedie chemického inženýrství. [online]. [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/trubkove.html>

Seznam příloh

PŘÍLOHA 1: Fyzikální vlastnosti nasycené vody a nasycené vodní páry

PŘÍLOHA 2: Nasycená voda a vodní pára (uspořádání podle teploty)

PŘÍLOHA 3: Nasycená voda a vodní pára (uspořádání podle tlaku)

PŘÍLOHA 4: Výkres trubkovnice

PŘÍLOHA 5: Výkres vestavěného plechu

Příloha 1: Fyzikální vlastnosti nasycené vody a nasycené vodní páry

t	c_p	r	l	h. 10^6	n. 10^8	Pr	g
°C	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$		K^{-1}
0	4,2257	999,9	0,558	1793,6	179,4	13,57	-
5	4,2065	1000,0	0,567	1534,7	153,5	11,35	0,000015
10	4,1947	999,7	0,577	1296,4	129,7	9,42	0,000090
15	4,1868	999,1	0,587	1135,6	113,7	8,10	0,000154
20	4,1817	998,2	0,597	993,4	99,6	6,97	0,000208
25	4,1784	997,1	0,606	880,6	88,4	6,08	0,000256
30	4,1763	995,7	0,615	792,4	79,6	5,38	0,000302
35	4,1755	994,1	0,624	719,8	72,4	4,81	0,000344
40	4,1755	992,3	0,633	658,0	66,3	4,34	0,000386
45	4,1763	990,2	0,639	605,1	61,1	3,94	0,000422
50	4,1776	988,1	0,647	555,0	56,2	3,58	0,000457
55	4,1793	985,7	0,652	509,9	51,8	3,27	0,000490
60	4,1816	983,2	0,658	471,7	48,0	2,99	0,000522
65	4,1839	980,6	0,663	435,4	44,4	2,74	0,000554
70	4,1868	977,8	0,667	404,0	41,3	2,53	0,000584
75	4,1901	974,9	0,651	376,6	38,6	2,35	0,000614
80	4,1939	971,8	0,673	352,0	36,2	2,19	0,000642
85	4,1977	968,7	0,676	328,1	33,9	2,04	0,000670
90	4,2019	965,3	0,678	308,9	32,0	1,91	0,000697
95	4,2060	961,9	0,680	292,2	30,4	1,80	0,000723
100	4,2107	958,4	0,681	277,5	29,0	1,72	0,000749

Příloha 2: Nasycená voda a vodní pára (uspořádání podle teploty)

t	p	v'	v''	r''	i'	i''	l ₂₃	s'	s''
°C	MPa	m ³ .kg ⁻¹		kg.m ⁻³	kJ.kg ⁻¹			kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	
0,01	0,0006108	0,0010002	206,3	0,004847	0	2501	2501	0	9,1544
5	0,0008719	0,0010001	147,2	0,006793	21,05	2510	2489	0,0762	9,0241
10	0,0012277	0,0010004	106,42	0,009398	42,04	2519	2477	0,1510	8,8994
15	0,0017041	0,0010010	77,97	0,01282	62,97	2528	2465	0,2244	8,7806
20	0,002337	0,0010018	57,84	0,01729	83,90	2537	2454	0,2964	8,6665
25	0,003166	0,0010030	43,40	0,02304	104,81	2547	2442	0,3672	8,5570
30	0,004241	0,0010044	32,93	0,03037	125,71	2556	2430	0,4366	8,4523
35	0,005622	0,0010061	25,24	0,03962	146,60	2565	2418	0,5049	8,3519
40	0,007375	0,0010079	19,55	0,05115	167,50	2574	2406	0,5723	8,2559
45	0,009584	0,0010099	15,28	0,06544	188,40	2582	2394	0,6384	8,1638
50	0,012335	0,0010121	12,04	0,08306	209,3	2592	2383	0,7038	8,0753
60	0,019917	0,0010171	7,678	0,1302	251,1	2609	2358	0,8311	7,9084
70	0,03117	0,0010228	5,045	0,1982	293,0	2626	2333	0,9549	7,7544
80	0,04736	0,0010290	3,408	0,2934	334,9	2643	2308	1,0753	7,6116
90	0,07011	0,0010359	2,361	0,4235	377,0	2659	2282	1,1925	7,4787
100	0,10131	0,0010435	1,673	0,5977	419,1	2676	2257	1,3071	7,3547
110	0,14326	0,0010515	1,210	0,8264	461,3	2691	2230	1,4184	7,2387
120	0,19854	0,0010603	0,8917	1,121	503,7	2706	2202	1,5277	7,1298
130	0,27011	0,0010697	0,6683	1,496	546,3	2721	2174	1,6345	7,0272
140	0,3614	0,0010798	0,5087	1,966	589,0	2734	2145	1,7392	6,9304
150	0,4760	0,0010906	0,3926	2,547	632,2	2746	2114	1,8418	6,8383
160	0,6180	0,0011021	0,3068	3,258	675,5	2758	2082	1,9427	6,7508
170	0,7920	0,0011144	0,2426	4,122	719,2	2769	2050	2,0417	6,6666
180	1,0027	0,0011275	0,1939	5,157	763,1	2778	2015	2,1395	6,5858
190	1,2553	0,0011415	0,1564	6,394	807,5	2786	1979	2,2357	6,5074
200	1,5551	0,0011565	0,1272	7,862	852,4	2793	1941	2,3308	6,4318
210	1,9080	0,0011726	0,1043	9,588	897,7	2798	1900	2,4246	6,3577
220	2,3201	0,0011900	0,08606	11,62	943,7	2802	1858	2,5179	6,2849
230	2,7979	0,0012087	0,07147	13,99	990,4	2803	1813	2,6101	6,2133
240	3,3480	0,0012291	0,05967	16,76	1037,5	2803	1766	2,7021	6,1425
250	3,9776	0,0012512	0,05006	19,98	1085,7	2801	1715	2,7934	6,0721
260	4,694	0,0012755	0,04215	23,72	1135,1	2796	1661	2,8851	6,0013
270	5,505	0,0013023	0,03560	28,09	1185,3	2790	1605	2,9764	5,9297
280	6,419	0,0013321	0,03013	33,19	1236,9	2780	1542,9	3,0681	5,8573
290	7,445	0,0013655	0,02554	39,15	1290,0	2766	1476,3	3,1611	5,7827
300	8,592	0,0014036	0,02164	46,21	1344,9	2749	1404,2	3,2548	5,7049

Příloha 3: Nasycená voda a vodní pára (uspořádání podle tlaku)

p	t	v'	v''	r''	i'	i''	l ₂₃	s'	s''
MPa	°C	m ³ .kg ⁻¹		kg.m ⁻³	kJ.kg ⁻¹			kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	
0,001	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,002	17,514	0,0010014	66,97	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,003	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,04	2545	2444	0,3546	8,576
0,004	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,005	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,006	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,007	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,008	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,009	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,010	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,02	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,03	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,04	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,05	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2204	1,0910	7,593
0,06	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,07	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,08	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,09	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
0,10	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
0,15	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226	1,4336	7,223
0,2	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
0,3	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,4	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
0,5	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,6	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
0,7	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
0,8	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
0,9	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,6	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379